

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA**

**Murillo Prestes Villa**

**Sistema de Comunicação, Modelagem Dinâmica e  
Controle de Profundidade para Veículo Submarino  
Rebocado**

**Florianópolis  
2018**



Murillo Prestes Villa

Sistema de Comunicação, Modelagem Dinâmica e Controle  
de Profundidade para Veículo Submarino Rebocado

**Trabalho de Conclusão de  
Curso submetido à Universi-  
dade Federal de Santa Cata-  
rina, como requisito necessário  
para obtenção do grau de Ba-  
charel em Engenharia Elétrica**

Florianópolis, novembro de 2018

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,  
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Villa, Murillo Prestes

Sistema de Comunicação, Modelagem Dinâmica e  
Controle de Profundidade para Veículo Submarino  
Rebocado / Murillo Prestes Villa ; orientador,  
Jefferson Luiz Brum Marques, coorientador, Andrea  
Piga Carboni, 2018.

108 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) -  
Universidade Federal de Santa Catarina, Centro  
Tecnológico, Graduação em Engenharia Elétrica,  
Florianópolis, 2018.

Inclui referências.

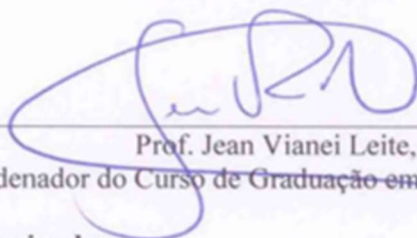
1. Engenharia Elétrica. 2. Sistema de  
comunicação. 3. Veículos submarinos rebocados. 4.  
Modelagem dinâmica. 5. Controle. I. Marques,  
Jefferson Luiz Brum. II. Carboni, Andrea Piga. III.  
Universidade Federal de Santa Catarina. Graduação em  
Engenharia Elétrica. IV. Título.



**SISTEMA DE COMUNICAÇÃO, MODELAGEM DINÂMICA E  
CONTROLE DE PROFUNDIDADE PARA VEÍCULO  
SUBMARINO REBOCADO**

Este Trabalho foi julgado adequado para obtenção do Título de Bacharel  
em Engenharia Elétrica e aprovado, em sua forma final, pela Banca  
Examinadora

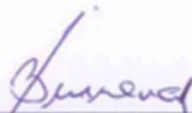
Florianópolis, 07 de novembro de 2018.



Prof. Jean Viane Leite, Dr.

Coordenador do Curso de Graduação em Engenharia Elétrica

**Banca Examinadora:**



Prof. Jefferson Luiz Brum Marques, PhD

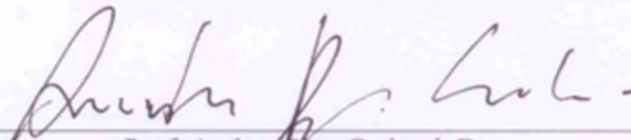
Orientador

Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Renato Lucas Pacheco, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina



Prof. Andrea Viga Carboni, Dr.

Universidade Federal de Santa Catarina



## Agradecimentos

Agradeço primeiramente aos meus pais por sempre terem me apoiado durante toda minha vida.

Agradeço ao professor Jefferson Luíz Brum Marques por ter aceitado me orientar neste trabalho e sempre ter dado todo apoio possível.

Agradeço ao professor Andrea Piga por todas as orientações e apoio desde minha entrada no grupo de desenvolvimento de tecnologias para o Veleiro ECO.

Agradecimento especial ao professor Orestes Estevam Alarcon por ter me dado uma oportunidade única de trabalhar no projeto do Veleiro ECO e por ter aberto meus olhos para o mundo de pesquisas oceanográficas.

Agradeço a meu amigo e colega de trabalho, Augusto Neubauer, pela incansável dedicação ao projeto do Towfish ECO I, sempre ultrapassando os problemas com bom humor, e pelas aulas de história do mundo náutico.

Agradeço ao professor Stephan Paul pelo convite para trabalhar no Laboratório de Vibrações e Acústica (LVA) e por todo acompanhamento e orientação durante este trabalho.

Agradeço aos meus colegas de trabalho no LVA, Júnior, por todas as conversas e correções ortográficas, e Mateus Mocellin, por todas as correções e dedicação que vem demonstrado no projeto do Towfish ECO I.

Agradeço, ainda, as meninas do "Lab do Orestes", Janete Moro, Mariele Bonfante, Jaqueline Vasconcelos, Andrea Green e Renata Santos pelo incrível ambiente de trabalho e conversas sempre produtivas no tempo em que trabalhei lá.

Agradeço aos meus amigos Larah Brüning e Leonardo Santos pelas dicas de escrita e tempos verbais que tornaram esse trabalho mais legível.

Agradeço à minha irmã.

Por último, agradeço a todos meus amigos e colegas que contri-



buíram na minha formação acadêmica.

## Resumo

O veículo submarino rebocado *Towfish* ECO I, desenvolvido no Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, irá auxiliar os pesquisadores a bordo do veleiro ECO captando dados de profundidade, condutividade, temperatura, salinidade e velocidade do som na água do mar.

Atualmente o ajuste de profundidade do equipamento é feito de forma manual, visualizando-se a profundidade em um display na embarcação e ajustando-se o comprimento do cabo de reboque.

Está em fase de desenvolvimento um sistema de controle automático de profundidade constituído de um módulo de atuação com asas frontais e um controlador de profundidade.

Este trabalho apresenta a modelagem dinâmica do veículo, o projeto do controlador de profundidade, assim como o sistema de comunicação entre *towfish* e veleiro ECO, desenvolvidos pelo autor.

O sistema de comunicação desenvolvido precisa ter as seguintes características: ser de baixo custo, ser de fácil implementação e ter capacidade de comunicação numa faixa de aproximadamente cem metros. Foi projetada e construída uma solução com base na plataforma Arduino, com alimentação via cabo, não necessitando, assim, do uso de baterias.

No modelo dinâmico linear desenvolvido para o projeto do controlador foi considerado que o veículo possui atuação em três graus de liberdade, avanço, arfagem e caturro, e é estável em outros três, deriva, guinada e balanço.

Para os cálculos dos coeficientes hidrodinâmicos foram utilizados métodos analíticos, considerando o *towfish* como um esferoide prolato.

**Palavras-chave:** *Towfish*. Modelagem. Controlador. Dinâmica. Comunicação.



## Abstract

The towed underwater vehicle towfish ECO I designed at the Mechanical Engineering Department of the Federal University of Santa Catarina will help researchers aboard the sailboat ECO collecting data like depth, conductivity, temperature, salinity and sound velocity of seawater. A system of automatic depth control is under development, consisting of a servo-actuated bow fins module and a depth controller.

This work presents the dynamic modeling of the vehicle, the depth controller design, as well as the communication system between towfish and sailboat ECO.

The communication system developed should be low cost, easy to implement and have communication range of about one hundred meters. The solution designed and built was an Arduino based platform with cable power, not requiring batteries.

In the linearized dynamic model developed for the controller design, the towfish was considered with three degrees of freedom, more specifically *surge*, *heave* and *pitch*, and was considered stable in *sway*, *yaw* and *roll*.

For the calculations of the hydrodynamic coefficients analytical methods were used, whereas the towfish as a prolate spheroid.

**Keywords:**Towfish. Modeling. Controller. Dynamic. Communication.



## Lista de ilustrações

|   |    |
|---|----|
| Figura 1 – <i>Towfish</i> ECO I à direita e veleiro ECO à esquerda .      | 28 |
| Figura 2 – Diagrama do sistema de comunicação . . . . .                   | 34 |
| Figura 3 – Padrão de conexões protocolo ethernet . . . . .                | 35 |
| Figura 4 – Módulo <i>towfish</i> . . . . .                                | 37 |
| Figura 5 – Módulo veleiro . . . . .                                       | 38 |
| Figura 6 – PoE <i>splitter</i> . . . . .                                  | 39 |
| Figura 7 – Sistemas de coordenadas . . . . .                              | 42 |
| Figura 8 – Vista superior, lateral e frontal do <i>Towfish</i> ECO I .    | 51 |
| Figura 9 – Vista lateral, elipsoide e corpo do <i>Towfish</i> ECO I .     | 56 |
| Figura 10 – Posição das asas do <i>Towfish</i> ECO I . . . . .            | 60 |
| Figura 11 – Ângulo efetivo de ataque . . . . .                            | 62 |
| Figura 12 – Ângulo e tensão de saída das simulações . . . . .             | 66 |
| Figura 13 – Gráfico da simulação no MD&D . . . . .                        | 67 |
| Figura 14 – Curva de ajuste da velocidade de arfagem, $U = 2 \text{ m/s}$ | 75 |
| Figura 15 – Curva de ajuste da velocidade de arfagem, $U = 3 \text{ m/s}$ | 75 |
| Figura 16 – Curva de ajuste da velocidade de arfagem, $U = 4 \text{ m/s}$ | 76 |
| Figura 17 – Diagrama de Controle . . . . .                                | 87 |
| Figura 18 – Degrau de 5 graus . . . . .                                   | 89 |
| Figura 19 – Resposta da planta ao degrau, $U = 2\text{m/s}$ . . . . .     | 90 |
| Figura 20 – Resposta da planta ao degrau, $U = 3\text{m/s}$ . . . . .     | 90 |
| Figura 21 – Resposta da planta ao degrau, $U = 4\text{m/s}$ . . . . .     | 91 |
| Figura 22 – Seguimento de referência, $U = 2\text{m/s}$ . . . . .         | 92 |
| Figura 23 – Seguimento de referência, $U = 3\text{m/s}$ . . . . .         | 92 |
| Figura 24 – Seguimento de referência, $U = 4\text{m/s}$ . . . . .         | 93 |



## Lista de tabelas

|   |     |
|---|-----|
| Tabela 1 – Custo do sistema de comunicação . . . . .                    | 40  |
| Tabela 2 – Parâmetros físicos <i>Towfish</i> ECO I . . . . .            | 64  |
| Tabela 3 – Coeficientes <i>Towfish</i> ECO I . . . . .                  | 64  |
| Tabela 4 – Resultados da simulação 1 - MD&D . . . . .                   | 67  |
| Tabela 5 – Resultados da simulação 2 - MD&D . . . . .                   | 67  |
| Tabela 6 – Resultados da simulação 3 - MD&D . . . . .                   | 67  |
| Tabela 7 – Resultados da simulação 4 - MD&D . . . . .                   | 68  |
| Tabela 8 – Resultados da simulação 5 - MD&D . . . . .                   | 68  |
| Tabela 9 – Resultados da simulação 6 - MD&D . . . . .                   | 68  |
| Tabela 10 – Resultados da simulação 7 - MD&D . . . . .                  | 68  |
| Tabela 11 – Resultados da simulação 8 - MD&D . . . . .                  | 69  |
| Tabela 12 – Resultados da simulação 9 - MD&D . . . . .                  | 69  |
| Tabela 13 – Coeficientes linearização do movimento de arfagem .         | 76  |
| Tabela 14 – Coeficientes lineares do <i>Towfish</i> ECO I, $U = 2m/s$ . | 78  |
| Tabela 15 – Coeficientes lineares do <i>Towfish</i> ECO I, $U = 3m/s$ . | 79  |
| Tabela 16 – Coeficientes lineares do <i>Towfish</i> ECO I, $U = 4m/s$ . | 79  |
| Tabela 17 – Ganhos do controlador PID, $U = 2m/s$ . . . . .             | 88  |
| Tabela 18 – Ganhos do controlador PID, $U = 3m/s$ . . . . .             | 88  |
| Tabela 19 – Ganhos do controlador PID, $U = 4m/s$ . . . . .             | 88  |
| Tabela 20 – Parâmetros motor DC . . . . .                               | 110 |





## Lista de abreviaturas e siglas

|       |   |
|-------|---|
| AUV   | <i>autonomous underwater vehicle</i>            |
| CTD   | <i>conductivity, temperature, pressure</i>      |
| NED   | <i>north, east, down</i>                        |
| NeDIP | Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos |
| PoE   | <i>power over ethernet</i>                      |
| ROV   | <i>remoted operated vehicle</i>                 |
| TUV   | <i>towed underwater vehicle</i>                 |
| VSNT  | veículo submarino não tripulado                 |



## Lista de símbolos

|            |  |
|------------|--|
| $A_f$      | área frontal do veículo  |
| $AR_e$     | razão de aspecto efetiva da asa                                    |
| $B$        | empuxo   |
| $C$        | matriz de Coriolis total   |
| $C_A$      | matriz de Coriolis adicionada                                      |
| $C_f$      | coeficiente de atrito  |
| $CO$       | origem do sistema de coordenadas local                             |
| $C_{RB}$   | matriz de Coriolis de corpo rígido                                 |
| $D$        | matriz de coeficientes de amortecimento hidrodinâmico              |
| $D_l$      | matriz de coeficientes lineares de amortecimento hidrodinâmico     |
| $D_q(\nu)$ | matriz de coeficientes não lineares de amortecimento hidrodinâmico |
| $I$        | tensor de inercia  |
| $I_x$      | momento de massa de inercia  |
| $I_{xy}$   | produto de massa de inercia  |
| $L$        | comprimento do Towfish ECO I                                       |
| $L_c$      | comprimento do cabo de reboque                                     |
| $L_{fin}$  | força de sustentação das asas de proa                              |
| $M$        | matriz de massa total  |
| $M_A$      | matriz de massa adicionada   |
| $M_B$      | momento gerado pela força de empuxo                                |
| $M_{fin}$  | momento de sustentação das asas de proa                            |

|                            |  |
|----------------------------|--|
| $M_G$                      | momento gerado pela força gravitacional                          |
| $M_{RB}$                   | matriz de massa de corpo rígido                                  |
| $M_{uu\delta_f}$           | coeficiente do momento de sustentação das asas de proa           |
| $R_b^{(\Theta_{nb})}$      | matriz de transformação linear de referencial                    |
| $Re$                       | número de Reynolds   |
| $R(x)$                     | raio do casco do veículo em função da posição axial x            |
| $S_{fin}$                  | área plana da asa de proa  |
| $T_\Theta^{(\Theta_{nb})}$ | matriz de transformação angular de referencial                   |
| $U$                        | velocidade de linearização                                       |
| $V_{cc}$                   | tensão contínua  |
| $X_{drag}$                 | arrasto axial do <i>towfish</i>                                  |
| $X_{\dot{u}}$              | coeficiente hidrodinâmico de massa adicionada                    |
| $X_u$                      | coeficiente hidrodinâmico de amortecimento linear                |
| $X_{u u }$                 | coeficiente hidrodinâmico de amortecimento não linear            |
| $W$                        | força peso   |
| $Z_{uu\delta_f}$           | coeficiente da força de sustentação das asas de proa             |
| $b_{fin}$                  | envergadura da asa   |
| $c_B$                      | centro de empuxo do veículo                                      |
| $c_d$                      | coeficiente de arrasto axial                                     |
| $c_{dc}$                   | coeficiente de arrasto de um cilindro                            |
| $c_G$                      | centro de gravidade do veículo                                   |
| $c_{L\alpha}$              | coeficiente de sustentação em função de $\alpha$                 |
| $f_G$                      | vetor de componentes da força gravitacional no referencial local |

|           |  |
|-----------|--|
| $f_B$     | vetor de componentes da força de empuxo no referencial local       |
| $g(\eta)$ | vetor de forças e momentos de restauração                          |
| $m$       | massa do veículo   |
| $p$       | rotação no eixo $x$ no referencial local - movimento de balanço    |
| $q$       | rotação no eixo $y$ no referencial local - movimento de caturro    |
| $r$       | rotação no eixo $z$ no referencial local - movimento de guinada    |
| $u$       | translação no eixo $x$ no referencial local - movimento de avanço  |
| $u_{fin}$ | velocidade de avanço das asas de proa                              |
| $v$       | translação no eixo $y$ no referencial local - movimento de deriva  |
| $w$       | translação no eixo $z$ no referencial local - movimento de arfagem |
| $w_{fin}$ | velocidade de arfagem das asas de proa                             |
| $\dot{x}$ | translação no eixo $x$ no referencial inercial                     |
| $x_b$     | coordenada $x$ no sistema de referencia local, fixo no veículo     |
| $x_g$     | coordenada $x$ do centro de massa                                  |
| $x_n$     | coordenada $x$ no sistema de referencia inercial, fixo na Terra    |
| $x_{sf}$  | posição $x$ das asas de proa                                       |
| $\dot{y}$ | translação no eixo $y$ no referencial inercial                     |
| $y_b$     | coordenada $y$ no sistema de referencia local, fixo no veículo     |
| $y_g$     | coordenada $y$ do centro de massa                                  |

|                |   |
|----------------|---|
| $y_n$          | coordenada $y$ no sistema de referencia inercial, fixo na Terra |
| $y_{sf}$       | posição $y$ das asas de proa                                    |
| $\dot{z}$      | translação no eixo $z$ no referencial inercial                  |
| $z_b$          | coordenada $z$ no sistema de referencia local, fixo no veículo  |
| $z_g$          | coordenada $z$ do centro de massa                               |
| $z_n$          | coordenada $z$ no sistema de referencia inercial, fixo na Terra |
| $z_{sf}$       | posição $z$ das asas de proa                                    |
| $\delta_e$     | ângulo efetivo de inclinação das asas de proa                   |
| $\dot{\eta}$   | vetor de velocidades no referencial inercial                    |
| $\dot{\theta}$ | rotação no eixo $y$ no referencial inercial                     |
| $\theta$       | inclinação no eixo $y$  |
| $\nu$          | vetor de velocidades no referencial local                       |
| $\dot{\nu}$    | vetor de acelerações no referencial local                       |
| $\rho$         | densidade da água   |
| $\tau_c$       | vetor de forças e momentos de controle                          |
| $\tau_e$       | vetor de forças e momentos externos                             |
| $\tau_f$       | vetor de forças e momentos causados pelas asas de proa          |
| $\tau_H$       | vetor de forças e momentos hidrodinâmicos                       |
| $\tau_{RB}$    | vetor de forças e momentos de corpo rígido                      |
| $\dot{\phi}$   | rotação no eixo $x$ no referencial inercial                     |
| $\phi$         | inclinação no eixo $x$  |
| $\dot{\psi}$   | rotação no eixo $z$ no referencial inercial                     |
| $\psi$         | inclinação no eixo $z$  |

## Sumário

|            |  |           |
|------------|--|-----------|
| <b>1</b>   | <b>INTRODUÇÃO</b>  | <b>27</b> |
| <b>1.1</b> | <b>Problema</b>  | <b>28</b> |
| <b>1.2</b> | <b>Objetivos</b>   | <b>28</b> |
| 1.2.1      | Objetivos gerais   | 28        |
| 1.2.2      | Objetivos específicos  | 29        |
| <b>1.3</b> | <b>Metodologia</b>   | <b>30</b> |
| <b>1.4</b> | <b>Organização do texto</b>  | <b>30</b> |
| <b>2</b>   | <b>SISTEMA DE COMUNICAÇÃO</b>  | <b>33</b> |
| <b>2.1</b> | <b>Protocolo de comunicação</b>  | <b>34</b> |
| 2.1.1      | <i>Power over Ethernet</i> (PoE)   | 36        |
| <b>2.2</b> | <b>Hardware</b>  | <b>36</b> |
| 2.2.1      | Módulo <i>towfish</i>  | 36        |
| 2.2.2      | Módulo veleiro   | 37        |
| 2.2.3      | PoE <i>splitter</i>  | 38        |
| <b>2.3</b> | <b>Programação</b>   | <b>39</b> |
| <b>2.4</b> | <b>Custo do sistema de comunicação</b>                                     | <b>40</b> |
| <b>3</b>   | <b>MODELO DINÂMICO DE VEÍCULOS MARINHOS</b>                                | <b>41</b> |
| <b>3.1</b> | <b>Definição dos sistemas de referência</b>                                | <b>41</b> |
| <b>3.2</b> | <b>Movimento em seis graus de liberdade</b>                                | <b>42</b> |
| 3.2.1      | Transformação entre sistemas de referência                                 | 43        |
| <b>3.3</b> | <b>Equações de Movimento</b>   | <b>44</b> |
| 3.3.1      | Forças inerciais   | 45        |
| 3.3.2      | Forças e momentos hidrodinâmicos   | 46        |
| 3.3.2.1    | Matriz de inércia adicionada   | 47        |
| 3.3.2.2    | Matriz de Coriolis e centrípeta hidrodinâmica                              | 47        |
| 3.3.2.3    | Amortecimento hidrodinâmico  | 48        |
| 3.3.3      | Forças e momentos de restauração   | 49        |
| <b>3.4</b> | <b>Forças e momentos externos e de controle</b>                            | <b>50</b> |
| <b>4</b>   | <b>MODELO DINÂMICO DO TOWFISH ECO I</b>                                    | <b>51</b> |
| <b>4.1</b> | <b>Hipóteses e considerações sobre o movimento do <i>Towfish</i> ECO I</b> | <b>51</b> |
| <b>4.2</b> | <b>Transformação de sistemas de referência</b>                             | <b>53</b> |
| <b>4.3</b> | <b>Forças inerciais</b>  | <b>53</b> |



|            |   |           |
|------------|---|-----------|
| <b>4.4</b> | <b>Forças e momentos hidrodinâmicos do <i>Towfish</i> ECO I</b>             | <b>53</b> |
| <b>4.5</b> | <b>Determinação dos coeficientes hidrodinâmicos do <i>Towfish</i> ECO I</b> | <b>54</b> |
| 4.5.1      | Aproximação por esferoide   | 56        |
| 4.5.2      | Coeficientes de massa adicionada  | 56        |
| 4.5.3      | Coeficientes de amortecimento viscoso                                       | 57        |
| 4.5.3.1    | Arrasto axial   | 58        |
| 4.5.3.2    | Arrasto cruzado   | 58        |
| <b>4.6</b> | <b>Forças de controle e forças e momentos externos</b>                      | <b>60</b> |
| 4.6.1      | Forças das asas estabilizadoras da cauda                                    | 61        |
| 4.6.2      | Forças das asas hidrodinâmicas da proa                                      | 61        |
| <b>4.7</b> | <b>Parâmetros e coeficientes do <i>Towfish</i> ECO I</b>                    | <b>63</b> |
| <b>5</b>   | <b>MODELO DO CABO DE REBOQUE</b>  | <b>65</b> |
| <b>6</b>   | <b>EQUAÇÕES DE MOVIMENTO</b>  | <b>71</b> |
| <b>6.1</b> | <b>Equações não lineares</b>  | <b>71</b> |
| <b>6.2</b> | <b>Linearização</b>   | <b>72</b> |
| 6.2.1      | Transformação de sistemas de referência                                     | 72        |
| 6.2.2      | Coriolis  | 73        |
| 6.2.3      | Coriolis adicionada   | 73        |
| 6.2.4      | Arrasto axial   | 73        |
| 6.2.5      | Arrasto cruzado   | 73        |
| 6.2.5.1    | Limite do movimento de arfagem  | 74        |
| 6.2.5.2    | Limite do movimento de caturro  | 74        |
| 6.2.6      | Forças e momentos de restauração  | 77        |
| 6.2.7      | Forças e momentos causados pelas asas frontais                              | 77        |
| <b>6.3</b> | <b>Coeficientes lineares do <i>Towfish</i> ECO I</b>                        | <b>78</b> |
| 6.3.1      | Equações lineares de movimento  | 79        |
| <b>6.4</b> | <b>Representação no espaço de estados</b>                                   | <b>81</b> |
| <b>6.5</b> | <b>Funções de transferência do sistema</b>                                  | <b>81</b> |
| 6.5.1      | Funções de transferência para $U = 2$ m/s                                   | 82        |
| 6.5.2      | Funções de transferência para $U = 3$ m/s                                   | 82        |
| 6.5.3      | Funções de transferência para $U = 4$ m/s                                   | 83        |
| <b>7</b>   | <b>PROJETO DO CONTROLADOR</b>   | <b>85</b> |
| <b>7.1</b> | <b>Controlador PID com estratégia de <i>gain scheduling</i></b>             | <b>86</b> |
| <b>7.2</b> | <b>Ganhos do controlador</b>  | <b>87</b> |
| <b>8</b>   | <b>SIMULAÇÕES</b>   | <b>89</b> |
| <b>8.1</b> | <b>Comportamento da planta</b>  | <b>89</b> |

|            |  |           |
|------------|--|-----------|
| 8.1.1      | Resposta para $U=2\text{m/s}$ . . . . .      | 90        |
| 8.1.2      | Resposta para $U=3\text{m/s}$ . . . . .      | 90        |
| 8.1.3      | Resposta para $U=4\text{m/s}$ . . . . .      | 91        |
| <b>8.2</b> | <b>Desempenho do controlador</b> . . . . .   | <b>91</b> |
| 8.2.1      | Controlador para $U=2\text{m/s}$ . . . . .   | 92        |
| 8.2.2      | Controlador para $U=3\text{m/s}$ . . . . .   | 92        |
| 8.2.3      | Controlador para $U=4\text{m/s}$ . . . . .   | 93        |
| <b>9</b>   | <b>CONCLUSÃO</b> . . . . .                   | <b>95</b> |
| <b>9.1</b> | <b>Resultados</b> . . . . .                  | <b>95</b> |
| <b>9.2</b> | <b>Trabalhos futuros</b> . . . . .           | <b>96</b> |
| 9.2.1      | Sistema de comunicação . . . . .             | 96        |
| 9.2.2      | Modelo dinâmico do veículo . . . . .         | 96        |
| 9.2.3      | Modelo dinâmico do cabo de reboque . . . . . | 96        |
| 9.2.4      | Controlador de profundidade . . . . .        | 97        |

|                              |           |
|------------------------------|-----------|
| <b>REFERÊNCIAS</b> . . . . . | <b>99</b> |
|------------------------------|-----------|

|                  |            |
|------------------|------------|
| <b>APÊNDICES</b> | <b>103</b> |
|------------------|------------|

|  |            |
|--|------------|
| <b>APÊNDICE A – REPRESENTAÇÃO NO ESPAÇO DE ESTADOS</b> . . . . . | <b>105</b> |
|--|------------|

|   |            |
|---|------------|
| <b>APÊNDICE B – CONTROLADOR PID</b> . . . . . | <b>107</b> |
|---|------------|

|   |            |
|---|------------|
| <b>APÊNDICE C – REPRESENTAÇÃO DO MOTOR DC</b> . . . . . | <b>109</b> |
|---|------------|

|            |                                      |            |
|------------|--------------------------------------|------------|
| <b>C.1</b> | <b>Parâmetros motor DC</b> . . . . . | <b>110</b> |
|------------|--------------------------------------|------------|



# 1 Introdução

Os oceanos podem ser vistos como uma entidade geopolítica, que há milênios exerce uma enorme influência em decisões estratégicas de governos em eventos de escala global, como guerras, desastres naturais e desenvolvimento tecnológico (STAVRIDIS, 2017) .

Segundo Portman (2016), a maior parte dos oceanos ainda é inexplorada e isso se deve ao alto custo e a dificuldade de acesso aos mares para fins de pesquisa. E, apesar de toda importância que esse ecossistema possui sobre a vida humana, ironicamente, são a degradação ambiental e as mudanças climáticas decorrentes da poluição que têm servido como motivadores da pesquisa científica nesse ambiente nos últimos anos.

Não é incoerente, então, julgar que a investigação, proteção e a exploração sustentável desse ecossistema devem ser tratadas como prioridades pela sociedade e pelo Estado, dado sua importância para os mais diversos campos, como segurança, defesa, economia, ciência e tecnologia.

Em 2016, visando-se apoiar o estudo e a investigação oceanográfica, deu-se início, na Universidade Federal de Santa Catarina, ao projeto e construção do equipamento *Towfish* ECO I, mostrado na figura 1. Tal equipamento trata-se de um veículo submarino rebocado com uma sonda CTD (*conductivity, temperature, pressure*) agregada. O mesmo foi construído em sua primeira versão, através do edital "Ciências do Mar", como equipamento de apoio às pesquisas realizadas pelas expedições do veleiro ECO UFSC. A primeira expedição de grande escala do veleiro ECO UFSC, e na qual o *Towfish* ECO I auxiliará os pesquisadores, será o projeto PlanZEu, que fará um percurso entre a ilha da Trindade e o arquipélago de São Pedro e São Paulo, com foco no estudo das comunidades planctônicas.

Ainda motivados pelo desenvolvimento tecnológico para apoio à pesquisa oceanográfica, estabelece-se em 2018, através da parceria entre professores dos campus Joinville e Florianópolis da UFSC, o "Grupo de Desenvolvimento de Tecnologias para Suporte ao veleiro ECO UFSC", visando consolidar uma equipe multidisciplinar com o objetivo de adquirir e criar conhecimentos na área de equipamentos para pesquisa marinha.

Como primeiro projeto do grupo, foi proposto o desafio de aprimorar as capacidades de operação do *Towfish* ECO I.

Figura 1 – *Towfish* ECO I à direita e veleiro ECO à esquerda



Fonte: elaborada pelo autor

## 1.1 Problema

Atualmente, o *Towfish* ECO I não possui nenhum sistema de comunicação em tempo real com a embarcação. Sendo assim, a sonda CTD capta os dados e os armazena em um dispositivo de memória interno, que devem ser analisados posteriormente. Isso torna difícil saber exatamente a profundidade em que os dados estão sendo coletados durante a operação, podendo apenas serem feitas estimativas com base no comprimento do cabo de reboque e na velocidade da embarcação.

Ademais, o controle de profundidade deve ser realizado manualmente, ajustando-se o comprimento do cabo de reboque, o que pode ser uma tarefa relativamente árdua, dadas as difíceis condições que uma equipe pequena de pesquisadores pode enfrentar em meio as atividades em alto mar.

## 1.2 Objetivos

### 1.2.1 Objetivos gerais

Esse trabalho pretende atingir dois objetivos: desenvolver o sistema de comunicação entre *Towfish* ECO I e veleiro ECO UFSC, assim como, servir como ponto de partida para o projeto de um controlador de profundidade automático que reduza o trabalho necessário para operar o *Towfish* ECO I.

### 1.2.2 Objetivos específicos

Para alcançar os objetivos gerais, os seguintes objetivos específicos são contemplados.

Para desenvolver o sistema de comunicação foi necessário:

- definir os requisitos e restrições do sistema de comunicação;
- levantar possíveis soluções;
- definir a solução escolhida e estudar o sistema a ser implementado;
- fazer um orçamento da solução escolhida;
- realizar a compra dos componentes necessários;
- realizar a programação do sistema de comunicação;
- realizar testes em *protoboard*;
- construir o protótipo;
- testar e validar o protótipo.

Já para obter os parâmetros do controlador de profundidade foi necessário:

- fazer uma revisão bibliográfica sobre modelos dinâmicos de veículos submarinos;
- definir as hipóteses a respeito do comportamento dinâmico do veículo necessárias para desenvolvimento do modelo;
- desenvolver um modelo dinâmico do comportamento do *Towfish ECO I*;
- estudar as principais técnicas de controle utilizadas em controle de posição de veículos marinhos;
- definir a técnica de controle a ser utilizada;
- encontrar os parâmetros do controlador;
- simular o sistema para verificar se o objetivo foi atingido.

### 1.3 Metodologia

Os objetivos deste trabalho foram tratados utilizando uma metodologia exploratória com uma abordagem quali-quantitativa. Para tanto, baseou-se na metodologia PRODIP, criada pelo Núcleo de Desenvolvimento Integrado de Produtos (NeDIP) do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Para o sistema de comunicação, primeiramente foram estudados os protocolos de comunicação e, tendo definida a solução a ser implementada, foram construídos protótipos e realizados testes para validação do sistema.

Para o projeto do controlador automático de profundidade, foram inicialmente estudados trabalhos similares já realizados na área e, através de métodos analíticos, foi desenvolvido o projeto do controlador e realizadas simulações computacionais para verificação de desempenho do sistema.

### 1.4 Organização do texto

O trabalho está dividido na seguinte forma:

**Capítulo 2 - Sistema de comunicação:** Apresenta o sistema de comunicação desenvolvido. Inicialmente, analisa os requisitos e restrições do sistema e introduz um esquema da solução proposta. Posteriormente, realiza uma breve introdução teórica ao protocolo de comunicação escolhido e mostra as placas de circuito impresso e programas desenvolvidos e utilizados para implementação do sistema. Por fim apresenta o orçamento do sistema.

**Capítulo 3 - Modelo dinâmico de veículos marinhos:** Aborda de forma geral as equações que regem o movimento no plano 3-D de veículos marinhos. Define os eixos de referências e apresenta as forças e momentos que envolvem o problema através da definição de matrizes.

**Capítulo 4 - Modelo dinâmico do *Towfish* ECO I:** Mostra as hipóteses e considerações adotadas a respeito do movimento do *Towfish* ECO I de forma a simplificar o modelo e apresenta como foram obtidos os coeficientes hidrodinâmicos necessários para descrever

a dinâmica do *Towfish* ECO I.

**Capítulo 5 - Modelo do cabo de reboque:** Expõe algumas das principais abordagens encontradas na literatura para modelos dinâmicos de cabos de reboque. Realiza a simulação em programa para Matlab da dinâmica do cabo de reboque e obtém um modelo da força de tensão do cabo para aplicação nas equações de movimento.

**Capítulo 6 - Equações de movimento:** Apresenta as equações que descrevem a dinâmica do *Towfish* ECO I obtidas com base nos capítulos 3, 4 e 5. Apresenta, inicialmente, as equações não lineares, seguidas da linearização da dinâmica do *towfish* em torno de um ponto de operação. Expõe, ainda, uma representação no espaço de estados do modelo linear. E, por último, obtém as funções de transferência do sistema.

**Capítulo 7 - Projeto do controlador:** Faz uma revisão das principais técnicas de controle utilizadas em projetos de controle de posição de veículos marinhos e apresenta a técnica escolhida, assim como o projeto e os parâmetros do controlador desenvolvido.

**Capítulo 8 - Simulações:** Mostra simulações do comportamento da planta do sistema e do desempenho do controlador.

**Capítulo 9 - Conclusões:** Faz as considerações finais e propõe trabalhos futuros de forma a melhorar o sistema atual.





## 2 Sistema de comunicação

O objetivo do sistema de comunicação é de monitorar e exibir, em tempo real, a profundidade do *towfish* para pesquisadores a bordo do veleiro ECO, fornecendo um parâmetro de ajuste de posição mais preciso e possibilitando obter os dados da sonda CTD na profundidade de interesse.

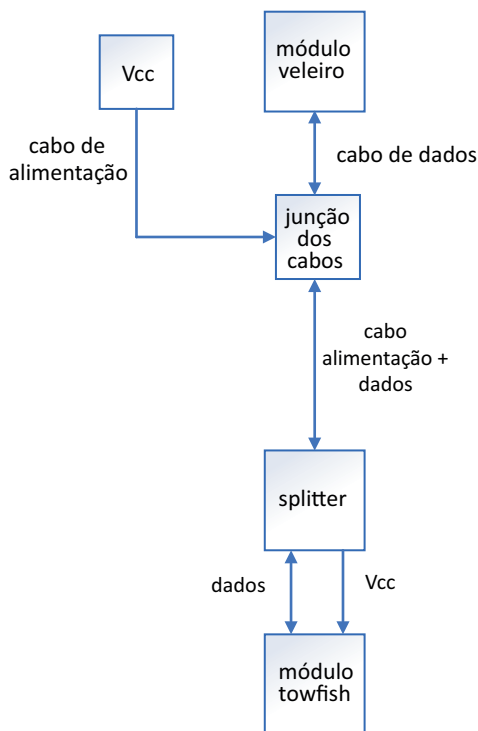
Realizando-se uma análise inicial do problema, pôde-se definir seis principais requisitos e restrições a serem obedecidos no projeto do sistema de comunicação:

1. o sistema implementado deve ser de baixo custo;
2. deve ser utilizada preferencialmente a plataforma Arduino Uno na implementação do sistema;
3. o sistema deve funcionar para distâncias próximas até cem metros;
4. o espaço físico para montagem do sistema é limitado pelo espaço interno do *Towfish* ECO I;
5. a alimentação do sistema deve ser via cabo.

A utilização da plataforma Arduino Uno foi definida como requisito de projeto, pois já se encontra à disposição no laboratório e sua utilização diminuirá os custos do projeto. Ainda, deseja-se que o *towfish* possa ser operado ininterruptivamente. Sendo assim, a alimentação do sistema deve ser via cabo, dispensando a necessidade de recarregamento de baterias.

Com base nesses requisitos foi proposto o sistema de comunicação conforme o diagrama da figura 2:

Figura 2 – Diagrama do sistema de comunicação



Fonte: elaborada pelo autor

O módulo veleiro é instalado no veleiro e possui a função principal de receber e mostrar em uma tela LCD os dados de profundidade. O módulo *towfish*, por sua vez, deve captar os dados da profundidade e enviar para o módulo veleiro. A alimentação de ambos os módulos vem da embarcação, sendo que, no módulo *towfish*, ela chega via cabo. Tanto a alimentação quanto os dados são enviados pelo mesmo cabo, sendo que, na ponta que se conecta ao *towfish*, é instalado um *splitter*, com a função de separar dados de alimentação.

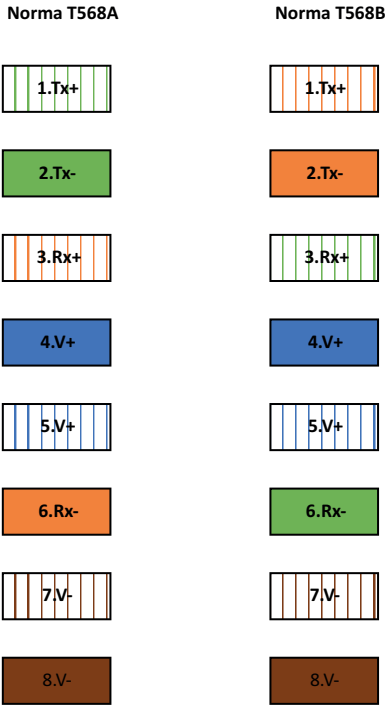
## 2.1 Protocolo de comunicação

Optou-se por utilizar o protocolo de comunicação ethernet para a transmissão dos dados entre o módulo *towfish* e o módulo veleiro. O protocolo ethernet atende ao requisito de comunicação em distâncias pró-

ximas de até cem metros e se trata de um protocolo vastamente utilizado em aplicações industriais e de robótica, incluindo robótica submarina. Sistemas comerciais como o de plataforma aberta da OpenROV e os veículos da BlueRobotics utilizam o protocolo de comunicação ethernet para o controle de ROVs (*remoted operated vehicles*), por exemplo.

Na comunicação ethernet, normalmente são utilizados dois pares de fios trançados, um par para transmissão e um par para a recepção dos dados. Os outros dois pares do cabo ethernet não são utilizados. Quando a comunicação é feita entre dispositivos ponto-a-ponto, as ligações são feitas na configuração *cross-over*, conforme mostra a figura 3, em que um dispositivo é ligado conforme a norma T568A e o outro conforme a norma T568B (MANIKTALA, 2013). Na figura 3, as cores dos blocos são as cores padrão dos fios para comunicação ethernet.

Figura 3 – Padrão de conexões protocolo ethernet



Fonte: elaborada pelo autor

### 2.1.1 *Power over Ethernet* (PoE)

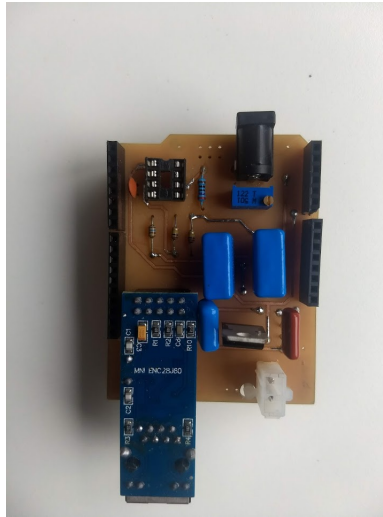
Um requisito que deve ser atendido é de que a eletrônica embarcada do *towfish* seja alimentada via cabo. Isso evita o uso de baterias, reduzindo o peso total do equipamento, poupando espaço interno e fornecendo uma fonte de energia praticamente ilimitada, que não requer recarregamento de baterias. Para isso, são utilizados os pares de fios trançados 4,5,7 e 8 do cabo ethernet, não utilizados para envio de dados. Os pares 4 e 5 são utilizados para o envio de +Vcc e os pares 7 e 8 para envio da tensão de referência. Este esquema de alimentação, por cabo ethernet, é conhecido como *Power over Ethernet* (PoE).

Para dividir a alimentação dos dados é utilizado um ethernet *splitter*, que recebe uma alimentação de 24 V via conector RJ45 e, na saída, possui um conector P4 com 12 V e um conector RJ45 para dados. Segundo Maniktala (2013), a máxima corrente que se deve injetar em um cabo ethernet categoria CAT5e é 600 mA, o que está bem acima da máxima corrente, medida em laboratório, requerida pelo módulo *towfish* e pelo PoE *splitter*, de 300 mA.

## 2.2 Hardware

### 2.2.1 Módulo *towfish*

O módulo *towfish*, protótipo mostrado na figura 4, tem a função de receber os dados do sensor de pressão, fazer a conversão dos valores recebidos para um valor de profundidade e enviar os dados para o módulo do veleiro. Conectando-se perfeitamente sobre um Arduino UNO, utiliza o módulo ENC28j60, desenvolvido pela Microchip, para realizar a comunicação. O módulo ainda conta com um conector P4 para entrada de energia, um regulador de tensão LM7809 e um conector para a entrada do sensor.

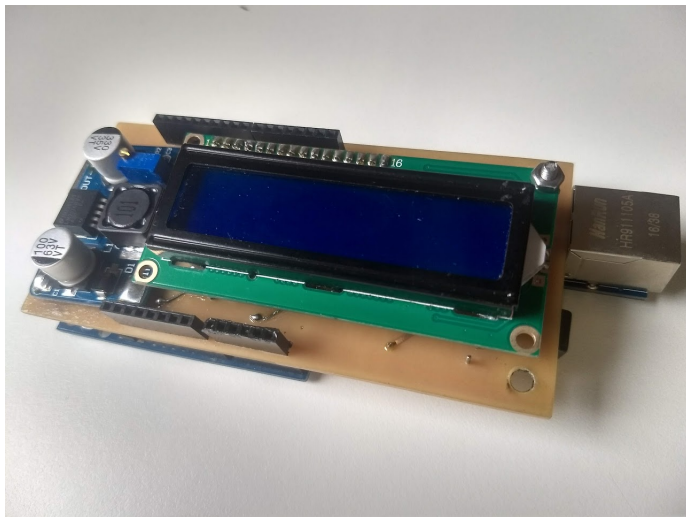
Figura 4 – Módulo *towfish*

Fonte: elaborada pelo autor

### 2.2.2 Módulo veleiro

O módulo veleiro, protótipo mostrado na figura 5, tem por função receber e mostrar dados na tela de LCD. O módulo conecta-se sobre um Arduino Uno e conta com um ENC28j60 para realizar a comunicação, um conector P4 para entrada de energia e, diferentemente do módulo *towfish*, que utiliza um regulador de tensão LM2509, esse módulo possui um conversor DC-DC abaixador de tensão, que realiza a conversão através do circuito integrado LM2576HV. Essa mudança na entrada de energia é necessária, pois a tensão DC de 24 V, fornecida pelo veleiro, pode ter oscilações maiores, se comparada com a tensão de entrada do módulo *towfish*, que vem do PoE *splitter*.

Figura 5 – Módulo veleiro



Fonte: elaborada pelo autor

### 2.2.3 PoE splitter

Tanto os dados quanto as informações são enviadas no mesmo cabo de dados para o *towfish*. Para realizar a separação, é utilizado um PoE *splitter*, mostrado na figura 6, que tem na entrada conexão para um conector RJ45, onde chegam dados e alimentação de 24 V, e na saída fornece 12 V em um conector P4 e os dados em um conector RJ45. O PoE *splitter* é instalado juntamente com o módulo *towfish* dentro do *Towfish* ECO I.

Figura 6 – PoE *splitter*

Fonte: elaborada pelo autor

## 2.3 Programação

Os dois módulos foram programados utilizando-se a linguagem de programação, baseada em C++, da plataforma Arduino. As principais tarefas realizadas por cada um dos módulos são listadas a seguir:

Módulo *towfish*:

1. realizar a leitura do sensor de pressão;
2. converter o valor lido na porta analógica para um valor de profundidade;
3. realizar o envio do valor de profundidade pelo barramento do sistema de comunicação ethernet.

Módulo *veleiro*:

1. verificar a existência de pacotes de mensagens no barramento de comunicação;
2. armazenar as mensagens existentes no barramento de comunicação na memória interna do Arduino;
3. exibir as mensagens na tela LCD.



## 2.4 Custo do sistema de comunicação

Não houve um orçamento delimitado para a implementação do sistema de comunicação, porém define-se como requisito de projeto que o mesmo deva ser de baixo custo, sendo baixo custo um critério subjetivo, devendo ser atendido procurando-se soluções baratas e simples. A tabela 1 mostra os custos do sistema proposto.

Tabela 1 – Custo do sistema de comunicação

| Módulo <i>towfish</i>     |            |                      |
|---------------------------|------------|----------------------|
| item                      | quantidade | preço unitário (R\$) |
| Arduino UNO               | 1          | 40,90                |
| ENC28j60                  | 1          | 21,00                |
| LM2809                    | 1          | 3,00                 |
| capacitor 330 $\mu F$     | 1          | 0,50                 |
| capacitor 100 $\mu F$     | 1          | 0,50                 |
| kit barra de pinos 8.5mm  | 1          | 15,00                |
| conector P4               | 1          | 3,00                 |
| conector minifit 2 pos    | 1          | 2,00                 |
| Módulo veleiro            |            |                      |
| item                      | quantidade | preço unitário (R\$) |
| Arduino UNO               | 1          | 40,90                |
| ENC28j60                  | 1          | 21,00                |
| tela LCD                  | 1          | 15,00                |
| kit barra de pinos 8.5 mm | 1          | 15,00                |
| conector P4               | 1          | 3,00                 |
| Outros                    |            |                      |
| item                      | quantidade | preço unitário (R\$) |
| PoE <i>splitter</i>       | 1          | 20,00                |
| custo total (R\$)         |            | 200,80               |

Fonte: elaborada pelo autor

### 3 Modelo dinâmico de veículos marinhos

Os métodos de projeto de controle de posição de veículos marinhos, em sua maioria, partem da premissa de que há um modelo de comportamento do veículo a ser controlado. Sendo assim, de forma a tornar possível o projeto do controle de profundidade do *towfish*, é necessário, antes, obter um modelo do comportamento dinâmico do veículo.

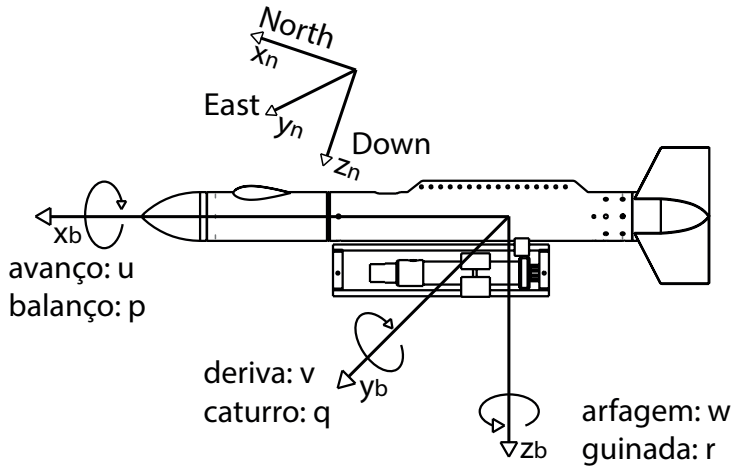
A modelagem dinâmica de um veículo consiste em resolver as equações que governam o movimento no plano 3-D. Isso é feito descrevendo-se as posições e velocidades translacionais e rotacionais do veículo com relação a um sistema de coordenadas inerciais.

Este capítulo aborda, de forma geral, os aspectos que envolvem a modelagem de um veículo submarino. Primeiramente, são definidos os sistemas de referência, tanto os sistemas inerciais quanto os não inerciais. Em seguida, são apresentadas as leis básicas, bem como a equação geral, como apresentada por Fossen (1994), que segundo o qual governa o movimento de veículos marinhos. Cada um dos termos desta equação são então explicados ao longo do capítulo.

#### 3.1 Definição dos sistemas de referência

É conveniente definir dois sistemas de referência para a modelagem dinâmica de veículos marinhos (FOSSEN, 2011), como mostra a figura 7. Um não inercial, posicionado no corpo do veículo  $[b] = [x_b, y_b, z_b]$ , e o outro inercial, fixo no planeta Terra  $[n] = [x_n, y_n, z_n]$ . O sistema de coordenadas local, fixo no veículo, tem sua origem em um ponto denominado  $c_O$ , que pode ou não coincidir com o centro de gravidade do veículo,  $c_G$ . O eixo  $x$  é longitudinal ao veículo na direção da proa, o eixo  $y$  é lateral apontando para bombordo e o eixo  $z$  é perpendicular aos outros dois, apontando para baixo. O sistema inercial fixo na Terra é chamado NED (*north, east, down*) e tem seus eixos apontados para o norte, leste e o terceiro, normal à superfície da Terra, apontando para o centro do planeta.

Figura 7 – Sistemas de coordenadas



Fonte: elaborada pelo autor

### 3.2 Movimento em seis graus de liberdade

De forma geral, o veículo possui movimento em seis graus de liberdade, que representam os movimentos de translação e rotação nos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$ . Os movimentos de translação são identificados como:

- $u$  - translação no eixo  $x$  - chamada *avanço* ou *surge*;
- $v$  - translação no eixo  $y$  - chamada *deriva* ou *sway*;
- $w$  - translação no eixo  $z$  - chamada *arfagem* ou *heave*.

Já os movimentos de rotações:

- $p$  - rotação sobre o eixo  $x$  - chamada *balanço* ou *roll*;
- $q$  - rotação sobre o eixo  $y$  - chamada *caturro* ou *pitch*;
- $r$  - rotação sobre o eixo  $z$  - chamada *guinada* ou *yaw*.

Essas seis velocidades são agrupadas no vetor de velocidades no referencial local,  $\nu = [u, v, w, p, q, r]^T$ .

### 3.2.1 Transformação entre sistemas de referência

Nos modelos dinâmicos, as forças e acelerações são calculadas em relação ao referencial não inercial, fixo no veículo e, por consequência as velocidades e posições lineares são obtidas nas coordenadas deste referencial. Para expressar essas velocidades e posições em relação ao referencial inercial, fixo no planeta Terra, utilizam-se as seguintes matrizes de transformação:

- Matriz de transformação linear:

$$R_b^n(\Theta_{nb}) = \begin{bmatrix} c\psi c\theta & -s\psi c\phi + c\psi s\theta s\phi & s\psi s\phi + c\psi c\phi s\theta \\ s\psi c\theta & c\psi c\phi + s\phi s\theta s\psi & -c\psi s\phi + s\theta s\psi c\phi \\ -s\theta & c\theta s\phi & c\theta c\phi \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

- Matriz de transformação angular:

$$T_\Theta(\Theta_{nb}) = \begin{bmatrix} 1 & s\phi t\theta & c\phi t\theta \\ 0 & c\phi & -s\phi \\ 0 & s\phi/c\theta & c\phi/c\theta \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

O vetor de velocidades no referencial inercial, denotado por  $\dot{\eta} = [\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}, \dot{\phi}, \dot{\theta}, \dot{\psi}]^T$ , é então obtido do vetor de velocidades no sistema de coordenadas local,  $\nu = [u, v, w, p, q, r]^T$ , fixo no veículo, a partir de:

$$\dot{\eta} = \begin{bmatrix} R_b^n(\Theta_{nb}) & 0_{3 \times 2} \\ 0_{3 \times 2} & T_\Theta(\Theta_{nb}) \end{bmatrix} \nu \quad (3.3)$$

Nas equações 3.1 e 3.2, as letras  $c$  e  $s$  são abreviações para cosseno e seno. A letra grega  $\Theta_{nb}$  é o vetor de ângulos de Euler entre o referencial inercial, representado pelo sufixo  $n$ , e o referencial não inercial, representado pelo sufixo  $b$ . As letras gregas  $\phi$ ,  $\theta$  e  $\psi$  são os ângulos de Euler que compõem o vetor  $\Theta_{nb}$ , sendo eles:

- $\phi$  - inclinação no eixo  $x$ ;
- $\theta$  - inclinação no eixo  $y$ ;
- $\psi$  - inclinação no eixo  $z$ .

### 3.3 Equações de Movimento

A equação que serve como ponto de partida para descrever o movimento de veículos marinhos neste trabalho é a equação 3.4, apresentada por Fossen (1994), na qual é feito um agrupamento das diferentes forças e momentos atuantes em todos os eixos coordenados, em uma única equação vetorial:

$$M\dot{\nu} + C(\nu)\nu + D(\nu)\nu + g(\eta) = \tau \quad (3.4)$$

Tal equação ainda pode ser expandida na forma:

$$\begin{aligned} [M_{RB} + M_A] \dot{\nu} + [C_{RB}(\nu) + C_A(\nu)] \nu + \\ [D_l + D_q(\nu)] \nu + g(\eta) = \tau_c + \tau_e \end{aligned} \quad (3.5)$$

onde:

1.  $\nu = [u, v, w, p, q, r]^T$  é o vetor de velocidades lineares e angulares no referencial não inercial, fixo no corpo do veículo;
2.  $\eta = [x, y, z, \phi, \theta, \psi]^T$  é o vetor de posições lineares e angulares no referencial inercial, fixo no planeta Terra;
3.  $M = M_{RB} + M_A$  é a matriz de inércia do corpo;
4.  $C(\nu) = C_{RB}(\nu) + C_A(\nu)$  é a matriz Coriolis e centrípeta;
5.  $D(\nu) = D_l + D_q(\nu)$  é a matriz de coeficientes de amortecimento hidrodinâmico;
6.  $g(\eta)$  é o vetor de forças e momentos de restauração;
7.  $\tau = \tau_c + \tau_e$  é o vetor de forças e momentos de controle e forças e momentos externos.

Os termos  $M$ ,  $C(\nu)$  e  $D(\nu)$  são matrizes 6x6 e os termos  $g(\eta)$  e  $\tau$  são vetores 6x1, representando as forças e momentos atuando nos seis graus de liberdade possíveis, com movimentos de *avanço*, *deriva*, *arfagem*, *balanço*, *caturro* e *guinada*.

Na equação 3.5, as matrizes  $M_A$  e  $C_A(\nu)$  são matrizes relacionadas ao fenômeno hidrodinâmico da massa adicionada. O termo  $D(\nu)$  é

separado em um termo de dependência linear com o vetor de velocidades  $\nu$ ,  $D_l$ , e um termo de dependência quadrática,  $D_q(\nu)$ . Esses termos, junto com o termo  $g(\eta)$ , que representa as forças e momentos devido ao peso e ao empuxo do veículo, podem ser agrupados nas chamadas forças e momentos hidrodinâmicos.

É importante observar que as forças, momentos e acelerações que compõem o movimento do veículo nos seis graus de liberdade são representados nas matrizes das equações 3.4 e 3.5 através de coeficientes. Cada um desses coeficientes é multiplicado por uma aceleração ou velocidade, representando assim uma determinada força agindo no veículo. Por exemplo, os coeficientes das matrizes Coriolis  $C_{RB}(\nu)$  e de amortecimento quadrático  $D_q(\nu)$  são dependentes das velocidades do veículo e, quando multiplicados também pelas velocidades, representam as ações do efeito Coriolis e das forças de amortecimento devido ao atrito do fluido com o veículo.

Nessas matrizes, os termos fora da diagonal principal representam os termos de acoplamento entre os diferentes movimentos.

Nas próximas seções é mostrado como são definidas cada uma das matrizes das equações 3.4 e 3.5.

### 3.3.1 Forças inerciais

As matrizes que representam as forças inerciais são a matriz de inercia de corpo rígido,  $M_{RB}$ , e a matriz Coriolis e centrípeta de corpo rígido,  $C_{RB}$ , são, segundo Fossen (2011), definidas como:

$$M_{RB} = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & mz_g & -my_g \\ 0 & m & 0 & -mz_g & 0 & mx_g \\ 0 & 0 & m & my_g & -mx_g & 0 \\ 0 & -mz_g & my_g & I_x & -I_{xy} & -I_{xz} \\ mz_g & 0 & -mx_g & -I_{yx} & I_y & -I_{yz} \\ -my_g & mx_g & 0 & -I_{zx} & -I_{zy} & I_z \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

$$C_{RB}(\nu) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ -m(y_g q + z_g r) & m(y_g p + w) & m(z_g p - \nu) \\ m(x_g q - w) & -m(z_g r + x_g p) & m(z_g q + u) \\ m(x_g r + \nu) & m(y_g r - u) & m(x_g p + y_g q) \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix}
m(y_g q + z_g r) & -m(x_g q - w) & -m(x_g r + v) \\
-m(y_g p + w) & m(z_g r + x_g p) & -m(y_g r - u) \\
-m(z_g p - v) & -m(z_g q + u) & m(x_g p + y_g q) \\
0 & -I_{yz}q - I_{xz}p + I_z r & I_{yz}r + I_{xy}p - I_y q \\
I_{yz}q + I_{xz}p - I_z r & 0 & -I_{xz}r - I_{xy}q + I_x p \\
-I_{yz}r - I_{xz}p - I_y q & I_{xz}r + I_{xy}q - I_x p & 0
\end{bmatrix} \quad (3.7)$$

onde:

- $m$  é a massa do veículo
- $[x_g, y_g, z_g]$  são as coordenadas do centro de massa do veículo
- $I = \begin{bmatrix} I_x & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_y & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_z \end{bmatrix}$  é o tensor de inércia do veículo

### 3.3.2 Forças e momentos hidrodinâmicos

Segundo Faltinsen (1990), as forças hidrodinâmicas atuando em veículos marinhos quando não há ondas e correntes incidentes são:

1. *Forças de massa adicionada*, devido à inércia do fluido;
2. *Forças de amortecimento hidrodinâmico*, devido à viscosidade do fluido;
3. *Forças de restauração*, devido ao peso e empuxo do veículo.

É comum assumir que as forças e momentos hidrodinâmicos podem ser linearmente superpostas (FOSSEN, 2011). Sendo assim, tem-se que:

$$\tau_H = -M_A \dot{\nu} - C_A(\nu)\nu - D(\nu)\nu - g(\eta) \quad (3.8)$$

sendo  $M_A$  a matriz de inércias adicionadas,  $C_A(\nu)$  a matriz de Coriolis e centrípeta hidrodinâmica,  $D(\nu)$  a matriz de amortecimento hidrodinâmico e  $g(\eta)$  o vetor de forças e momentos de restauração.

### 3.3.2.1 Matriz de inércia adicionada

Sempre que uma aceleração é imposta a um fluido pela aceleração de um corpo, além das forças produzidas pelos efeitos viscosos, uma força hidrodinâmica de origem inercial chamada de força de massa adicionada atuará na superfície do corpo em contato com o fluido. (AVILA, 2008).

A matriz de inércia adicionada é dada por:

$$M_A = - \begin{bmatrix} X_{\ddot{u}} & X_{\ddot{v}} & X_{\ddot{w}} & X_{\ddot{p}} & X_{\ddot{q}} & X_{\ddot{r}} \\ Y_{\ddot{u}} & Y_{\ddot{v}} & Y_{\ddot{w}} & Y_{\ddot{p}} & Y_{\ddot{q}} & Y_{\ddot{r}} \\ Z_{\ddot{u}} & Z_{\ddot{v}} & Z_{\ddot{w}} & Z_{\ddot{p}} & Z_{\ddot{q}} & Z_{\ddot{r}} \\ K_{\ddot{u}} & K_{\ddot{v}} & K_{\ddot{w}} & K_{\ddot{p}} & K_{\ddot{q}} & K_{\ddot{r}} \\ M_{\ddot{u}} & M_{\ddot{v}} & M_{\ddot{w}} & M_{\ddot{p}} & M_{\ddot{q}} & M_{\ddot{r}} \\ N_{\ddot{u}} & N_{\ddot{v}} & N_{\ddot{w}} & N_{\ddot{p}} & N_{\ddot{q}} & N_{\ddot{r}} \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

### 3.3.2.2 Matriz de Coriolis e centrípeta hidrodinâmica

Segundo Fossen (2011), a matriz Coriolis e centrípeta hidrodinâmica é parametrizada como:

$$C_A(\nu) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -a_3 & a_2 \\ 0 & 0 & 0 & a_3 & 0 & -a_1 \\ 0 & 0 & 0 & -a_2 & a_1 & 0 \\ 0 & -a_3 & a_2 & 0 & -b_3 & b_2 \\ a_3 & 0 & -a_1 & b_3 & 0 & -b_1 \\ -a_2 & a_1 & 0 & -b_2 & b_1 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

onde

1.  $a_1 = X_{\ddot{u}}u + X_{\ddot{v}}v + X_{\ddot{w}}w + X_{\ddot{p}}p + X_{\ddot{q}}q + X_{\ddot{r}}r$
2.  $a_2 = Y_{\ddot{u}}u + Y_{\ddot{v}}v + Y_{\ddot{w}}w + Y_{\ddot{p}}p + Y_{\ddot{q}}q + Y_{\ddot{r}}r$
3.  $a_3 = Z_{\ddot{u}}u + Z_{\ddot{v}}v + Z_{\ddot{w}}w + Z_{\ddot{p}}p + Z_{\ddot{q}}q + Z_{\ddot{r}}r$
4.  $b_1 = K_{\ddot{u}}u + K_{\ddot{v}}v + K_{\ddot{w}}w + K_{\ddot{p}}p + K_{\ddot{q}}q + K_{\ddot{r}}r$
5.  $b_2 = M_{\ddot{u}}u + M_{\ddot{v}}v + M_{\ddot{w}}w + M_{\ddot{p}}p + M_{\ddot{q}}q + M_{\ddot{r}}r$
6.  $b_3 = N_{\ddot{u}}u + N_{\ddot{v}}v + N_{\ddot{w}}w + N_{\ddot{p}}p + N_{\ddot{q}}q + N_{\ddot{r}}r$



### 3.3.2.3 Amortecimento hidrodinâmico

O amortecimento hidrodinâmico normalmente é modelado em duas componentes, uma componente linear,  $D_l$ , e uma componente quadrática,  $D_q(\nu_r)$ . O amortecimento linear é causado principalmente pelo atrito superficial devido à interação da camada limite do fluido com o casco do veículo. Já o amortecimento não linear é causado pelo atrito superficial turbulento e a geração de vórtices (AVILA, 2008).

$$D(\nu_r) = D_l + D_q(\nu_r) \quad (3.11)$$

onde  $\nu_r$  é a velocidade relativa entre o casco do veículo e o fluido. A matriz de amortecimento linear é definida segundo Fossen (2011) como:

$$D_l = - \begin{bmatrix} X_u & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & Y_v & 0 & Y_p & 0 & Y_r \\ 0 & 0 & Z_w & 0 & Z_q & 0 \\ 0 & K_v & 0 & K_p & 0 & K_r \\ 0 & 0 & M_w & 0 & M_q & 0 \\ 0 & N_v & 0 & N_p & 0 & N_r \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

A matriz de amortecimento quadrático pode ser escrita como:

$$D_q(\nu) = - \begin{bmatrix} X_{u|u|} |u| & 0 & 0 \\ 0 & Y_{v|v|} |v| + Y_{r|v|} |r| & 0 \\ 0 & 0 & Z_{w|w|} |w| \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & N_{v|v|} |v| + N_{r|v|} |r| & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & Y_{v|r|} |v| + Y_{r|r|} |r| \\ 0 & 0 & 0 \\ K_{p|p|} |p| & 0 & 0 \\ 0 & K_{q|q|} |q| & 0 \\ 0 & 0 & N_{v|r|} |v| + N_{r|r|} |r| \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Em geral, existem termos de acoplamento de movimento em todos os graus de liberdade. Porém, eles costumam ser baixos, então é

necessário um bom julgamento durante a elaboração do modelo para fazer as considerações adequadas (FOSSSEN, 2011).

### 3.3.3 Forças e momentos de restauração

As forças e momentos de restauração são causadas pelo peso  $W = mg$  e empuxo  $B = \rho g V_{ol}$ , onde  $\rho$  é a densidade da água e  $V_{ol}$  é o volume de água deslocado pelo veículo. A força peso atua no centro de gravidade  $c_G = [x_G, y_G, z_G]$  e o empuxo atua no centro de flutuação  $c_B = [x_B, y_B, z_B]$  do veículo. Como ambas as forças são definidas no referencial inercial de coordenadas, para sua utilização nas equações dinâmicas, deve-se referencia-las no sistema local de coordenadas através de:

$$f_G = W \begin{bmatrix} -sen\theta & cos\theta sen\phi & cos\theta cos\phi \end{bmatrix}^T \quad (3.14)$$

$$f_B = -B \begin{bmatrix} -sen\theta & cos\theta sen\phi & cos\theta cos\phi \end{bmatrix}^T \quad (3.15)$$

sendo o sinal de B negativo, pois o eixo  $Z_b$  do sistema de coordenadas definido no veículo é positivo para baixo.

O momento gerado por  $f_G$  em relação ao centro de gravidade,  $c_G$ , e o gerado por  $f_G$  em relação ao centro de flutuação,  $c_B$ , são dados por:

$$M_G = r_G \times f_G \quad (3.16)$$

$$M_B = r_B \times f_B \quad (3.17)$$

onde  $r_G$  e  $r_B$  é a distância entre o centro de coordenadas e os centros de gravidade e flutuação, respectivamente.

Fossen (1991) escreveu as forças e momentos restaurativos em um só vetor na forma de componentes como:

$$g(\eta) = \begin{bmatrix} (W - B)sen(\theta) \\ -(W - B)cos(\theta)sen(\phi) \\ -(W - B)cos(\theta)cos(\phi) \\ -(y_G W - y_B B)cos(\theta)cos(\phi) + (z_G W - z_B B)cos(\theta)sen(\phi) \\ (z_G W - z_B B)sen(\theta) + (x_G W - x_B B)cos(\theta)cos(\phi) \\ -(x_G W - x_B B)cos(\theta)sen(\phi) - (y_G W - y_B B)sen(\phi) \end{bmatrix} \quad (3.18)$$

### 3.4 Forças e momentos externos e de controle

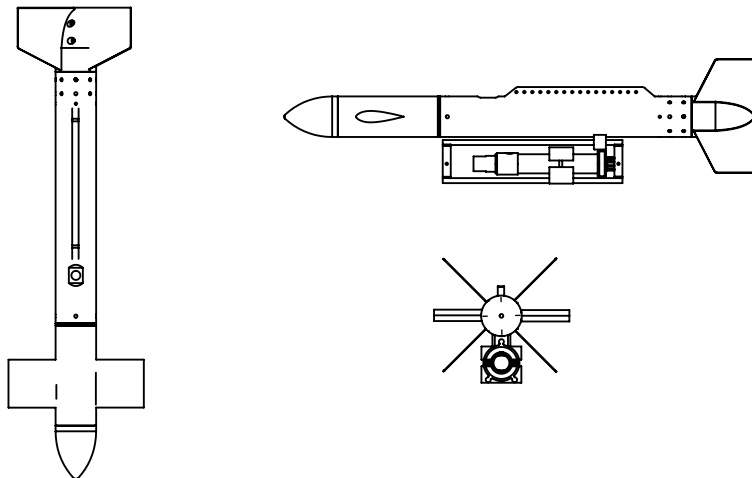
As forças e momentos externos e de controle dependem do veículo a ser analisado. Em um ROV (*remotely operated vehicle*), podem ser consideradas como forças de controle as forças geradas pelos propulsores. Em um *towfish*, podem ser consideradas como forças externas as forças de tração do cabo de reboque, além das forças de arrasto e sustentação devido a possíveis asas estabilizadoras, ou consideradas como forças de controle, caso possa se controlar a inclinação das asas.

## 4 Modelo dinâmico do towfish ECO I

Esse capítulo apresenta o modelo dinâmico obtido para o *Towfish* ECO I com base na teoria apresentada no capítulo 3. Primeiramente, com a finalidade de simplificar as equações de movimento, são feitas as hipóteses e considerações a respeito do movimento do *Towfish* ECO I. Em seguida, baseando-se nessas hipóteses, são realizadas simplificações das matrizes que compõem a equação 3.5. A 4.5 obtém os parâmetros hidrodinâmicos que caracterizam a dinâmica do *Towfish* ECO I. Por fim, ao final do capítulo, são apresentadas as equações de movimento do *Towfish* ECO I.

A figura 8 mostra as vistas superior, lateral e frontal do *Towfish* ECO I com a sonda CTD acoplada.

Figura 8 – Vista superior, lateral e frontal do *Towfish* ECO I



Fonte: elaborada pelo autor

### 4.1 Hipóteses e considerações sobre o movimento do *Towfish* ECO I

I

Para tornar possível obter os parâmetros que definem a dinâmica do movimento do *Towfish* ECO I, torna-se necessário estabelecer

algumas considerações a respeito do movimento afim de realizar simplificações no modelo. Assim, as seguintes suposições e definições foram feitas:

1. Para o cálculo dos coeficientes hidrodinâmicos o *towfish* é considerado um esferoide prolato, simétrico em relação aos três planos. Embora o *towfish* não seja totalmente simétrico em relação aos planos  $xz$  e  $yz$ , julga-se necessário fazer tal suposição devido à impossibilidade atual de se obter alguns parâmetros de acoplamento necessários para o modelo. Assim, tal simplificação é feita e pode ser vista na seção 4.5.1.
2. O centro do referencial do *towfish* é considerado no centro de gravidade,  $c_G = [0 \ 0 \ 0]$ . Isso permite que algumas matrizes, como as de massa e Coriolis de corpo rígido, se tornem matrizes diagonais. Tal afirmação é plausível devido ao fato de que a carga total do *towfish* não varia, fazendo com que o centro de massa seja fixo e seja possível defini-lo como centro do referencial não inercial;
3. O ponto de atuação da força de empuxo,  $c_B$ , é considerado como estando sobre o centro de gravidade,  $c_G$ ;
4. Não são consideradas correntes marinhas e efeitos ambientais no modelo;
5. O *towfish* é considerado estável com relação aos movimentos de deriva, guinada e balanço. A estabilidade no movimento de balanço pode ser validada em testes experimentais com o *Towfish* ECO I. A estabilidade nos outros dois graus de liberdade é considerada, pois esses movimentos não tem grande influência no problema do controle da profundidade;
6. Como o objetivo é estabelecer um modelo simplificado que permita realizar um controle de profundidade, são considerados apenas os movimentos em avanço, arfagem e caturro, que são os principais movimentos relacionados a esse problema. Sendo assim, o vetor de velocidades torna-se:

$$\nu = [u, w, q]$$

tendo apenas movimento no plano  $x - z$  e rotação apenas em torno do eixo  $y$ . Isso caracteriza um problema de movimento planar;

7. No modelo linearizado é considerado que o movimento de avanço não possui acoplamento com os outros dois movimentos. Os movimentos de arfagem e caturro são considerados acoplados.

Dadas as considerações sobre a dinâmica do *towfish*, definem-se a seguir as matrizes de transformação de sistemas de referência, de forças e momentos de corpo rígido, de forças e momentos hidrodinâmicos e de forças e momentos de controle para o *Towfish* ECO I.

## 4.2 Transformação de sistemas de referência

Dadas as considerações 4. e 5. da seção anterior, as matrizes das equações 3.1 e 3.2 se simplificam e a equação 3.3 se torna, então:

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{z} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c\theta & s\theta & 0 \\ -s\theta & c\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ w \\ q \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

## 4.3 Forças inerciais

Escreve-se o vetor de forças e momentos de corpo rígido para o *Towfish* ECO I como:

$$\tau_{RB} = \underbrace{\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 \\ 0 & 0 & I_y \end{bmatrix}}_{M_{RB}} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \\ \dot{q} \end{bmatrix} + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & mw \\ 0 & 0 & -mu \\ -mw & mu & 0 \end{bmatrix}}_{C_{RB}} \begin{bmatrix} u \\ w \\ q \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

## 4.4 Forças e momentos hidrodinâmicos do *Towfish* ECO I

As forças e momentos hidrodinâmicos do *Towfish* ECO I são compostas pelas forças de massa adicionada,  $M_A$  e  $C_A(\nu)$ , pelas forças de amortecimento viscoso, devido ao arrasto causado pelo atrito do líquido com o veículo,  $D_\nu$ , e pelas forças de restauração, empuxo e peso do veículo,  $g(\eta)$ . Dadas as considerações feitas na seção 4.1, o vetor de forças e momentos hidrodinâmicos,  $\tau_H$ , dado pela equação 3.8, torna-se:

$$\begin{aligned}
\tau_H = & - \underbrace{\begin{bmatrix} X_{\dot{u}} & 0 & 0 \\ 0 & Z_{\dot{w}} & 0 \\ 0 & 0 & M_{\dot{q}} \end{bmatrix}}_{M_A} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \\ \dot{q} \end{bmatrix} - \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & -Z_{\dot{w}}w \\ 0 & 0 & X_{\dot{u}}u \\ Z_{\dot{w}}w & -X_{\dot{u}}u & 0 \end{bmatrix}}_{C_A(\nu)} \begin{bmatrix} u \\ w \\ q \end{bmatrix} - \\
& \underbrace{\begin{bmatrix} X_u & 0 & 0 \\ 0 & Z_w & Z_q \\ 0 & M_w & M_q \end{bmatrix}}_{D_v} \begin{bmatrix} u \\ w \\ q \end{bmatrix} - \underbrace{\begin{bmatrix} (W-B)\text{sen}(\theta) \\ -(W-B)\text{cos}(\theta) \\ 0 \end{bmatrix}}_{g(\eta)} \quad (4.3)
\end{aligned}$$

onde:

- $X_{\dot{u}}$ ,  $Z_{\dot{w}}$  e  $M_{\dot{q}}$  são os coeficientes hidrodinâmicos de massa adicionada;
- $X_u$ ,  $Z_w$ ,  $Z_q$ ,  $M_w$  e  $M_q$  são os coeficientes hidrodinâmicos de amortecimento viscoso;
- $z_b$  e  $x_b$  são as coordenadas do centro de flutuação;
- $W$  e  $B$  são o peso e o empuxo do towfish;
- $\theta$  é o ângulo de *pitch* em relação ao referencial inercial.

#### 4.5 Determinação dos coeficientes hidrodinâmicos do Towfish ECO I

Um dos principais desafios em se estabelecer um modelo para o movimento de veículos submarinos é encontrar os coeficientes hidrodinâmicos do veículo. Deve-se encontrar, para a elaboração do modelo, os coeficientes que compõem as matrizes de massa adicionada,  $M_A$ , e Coriolis adicionada,  $C_A(\nu)$ , assim como os coeficientes de amortecimento viscoso, que compõem as matrizes de amortecimento linear  $D_l$  e amortecimento quadrático  $D_q(\nu)$ .

De forma geral, adotam-se três abordagens diferentes para a solução deste problema:

- métodos analíticos baseados na geometria do veículo;

- métodos analíticos em conjunto com experimentos;
- métodos de simulação numérica.

Avila (2008) propõe um método para estimação dos coeficientes hidrodinâmicos do ROV LAURS. Utilizando um estimador de mínimos quadrados e realizando medições da velocidade, de posição e de forças aplicadas no veículo, foram realizados testes de reboque, de movimento autopropeleido e, utilizando um mecanismo de movimento planar, que fez o veículo oscilar em diferentes amplitudes e períodos de oscilação, foram estimados os coeficientes lineares e quadráticos de arrasto do veículo. Os testes foram realizados no tanque de provas do IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas de São Paulo - e na piscina de mergulho do CEPEUSP - Centro de Práticas Esportivas da USP - em 2008.

Prado (2009) identifica os coeficientes de massa adicionada e de amortecimento do veículo submarino não tripulado (VSNT) JAÚ II através de ensaios de decaimento livre. Os ensaios são realizados fixando o veículo através de molas em uma estrutura retangular e o deslocamento é verificado através do monitoramento por câmeras digitais. As velocidades, acelerações e forças restauradoras das molas são calculadas baseando-se no registro das imagens das câmeras. Os coeficientes são então estimados aplicando-se os dados experimentais em modelos matemáticos.

Vervoot (2009) realiza três experimentos para obtenção dos parâmetros hidrodinâmicos de um AUV. Porém, devido a problemas com a unidade de medida inercial, os dados experimentais não foram utilizados na identificação dos parâmetros. Os parâmetros foram então determinados utilizando-se *computational fluid dynamics* (CFD) no programa "ANSYS".

Raikar (2013) utiliza métodos analíticos baseados em *strip-theory* para obter os coeficientes de massa adicionada e de amortecimento para o AUV Matsya 1.0. Ainda obtém, através de experimentos, os coeficientes de amortecimento para o AUV Matsya 2.0.

Prestero (2001) obtém os parâmetros hidrodinâmicos do AUV REMUS. O AUV é aproximado por um elipsoide e são utilizados métodos analíticos baseados em *strip-theory* para obtenção dos coeficientes de massa adicionada e de amortecimento viscoso do veículo.

Ferreira (2009) obtém os coeficientes de massa adicionada e de amortecimento para o AUV MARES. O trabalho é fortemente baseado no trabalho de Prestero (2001) e os termos de massa adicionada e de



amortecimento viscoso são obtidos aproximando-se o veículo por um elipsoide e utilizando-se métodos analíticos baseados em *strip-theory*.

#### 4.5.1 Aproximação por esferoide

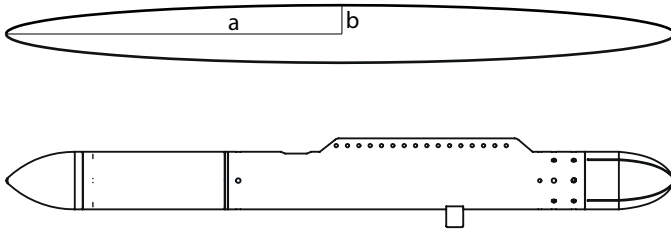
Os métodos analíticos, em sua grande maioria, permitem obter os coeficientes hidrodinâmicos apenas para geometrias simples. Por isso, é necessário fazer uma aproximação do corpo do *towfish* por um esferoide prolato com equação dada por:

$$\frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} + \frac{z^2}{c^2} = 1 \quad (4.4)$$

onde  $b = c$  e  $a > b$ .

Com isso,  $a$  é adotado como sendo metade do comprimento do *Towfish* ECO I, de 1,18 m, e  $b$  e  $c$  com o valor do raio, sendo iguais a 0,0508 m. Uma vista lateral do esferoide obtido e do corpo do *Towfish* ECO I é apresentada na figura 9.

Figura 9 – Vista lateral, elipsoide e corpo do *Towfish* ECO I



Fonte: elaborada pelo autor

Essa aproximação permite obter tanto os coeficientes de massa adicionada, quanto os coeficientes de amortecimento viscoso.

#### 4.5.2 Coeficientes de massa adicionada

Os coeficientes de massa adicionada para um esferoide prolato foram determinados por Imlay (1961). Para determiná-los, deve-se utilizar as seguintes fórmulas:

$$X_{\ddot{u}} = -k_1 m \quad (4.5)$$

$$Y_{\dot{\nu}} = Z_{\dot{w}} = -k_2 m \quad (4.6)$$

$$N_{\dot{r}} = M_{\dot{q}} = -k' I_{yy} \quad (4.7)$$

onde os coeficientes  $k_1$ ,  $k_2$  e  $k'$  são chamados coeficientes de Lamb, dados por:

$$k_1 = \frac{\alpha_0}{2 - \alpha_0} \quad (4.8)$$

$$k_2 = \frac{\beta_0}{2 - \beta_0} \quad (4.9)$$

$$k' = \frac{e^4(\beta_0 - \alpha_0)}{(2 - e^2)[2e^2 - (2 - e^2)(\beta_0 - \alpha_0)]} \quad (4.10)$$

Aqui  $\alpha_0$  e  $\beta_0$  são constantes do esferoide e  $e$  é a excentricidade, calculados como:

$$e^2 = 1 - (b/a)^2 \quad (4.11)$$

$$\alpha_0 = \frac{2(1 - e^2)}{e^2} \left( \frac{1}{2} \ln \left( \frac{1 + e}{1 - e} \right) - e \right) \quad (4.12)$$

$$\beta_0 = \frac{1}{e^2} - \frac{1 - e^2}{2e^2} \ln \frac{1 + e}{1 - e} \quad (4.13)$$

#### 4.5.3 Coeficientes de amortecimento viscoso

Para estimar os coeficientes de amortecimento viscoso, é necessário estimar o tipo de escoamento que há ao redor do *towfish*. Realizando-se uma análise não dimensional, obtém-se a razão entre as forças inerciais e as forças viscosas através do número de Reynolds:

$$Re = \frac{Ul}{\nu} \quad (4.14)$$

onde  $U$  é a velocidade do veículo em relação ao fluxo de água,  $l$  é o comprimento característico do veículo e  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido.

O comprimento característico do *Towfish* ECO I é  $l = 1,18$  m, a velocidade de operação típica é de  $2$  m/s e, para a viscosidade cinemática da água salgada à  $25^\circ\text{C}$ , Newman (1977) apresenta um valor de  $0,94 \times 10^{-6}$  m<sup>2</sup>/s.

Isso fornece um número de Reynolds de  $2.5106 \times 10^6$ . Considerando que o *Towfish* possui várias não regularidades em sua geometria, como as alças de fixação da sonda CTD, a própria sonda CTD em si e parafusos de fixação das ogivas, considera-se que o escoamento é turbulento.

#### 4.5.3.1 Arrasto axial

O arrasto axial no corpo do *Towfish* varia quadraticamente com a velocidade de *avanço* e pode ser expresso pela relação empírica:

$$X_{drag} = - \left( \frac{1}{2} \rho c_d A_f \right) u|u| \quad (4.15)$$

onde  $\rho$  é a densidade do fluido,  $A_f$  é a área frontal do veículo e  $c_d$  é o coeficiente de arrasto axial do veículo.

Escreve-se, então, o coeficiente axial de amortecimento viscoso não linear como:

$$X_{u|u} = - \frac{1}{2} \rho c_d A_f \quad (4.16)$$

Hoerner (1965) fornece a seguinte fórmula empírica para determinação do arrasto axial de um elipsoide:

$$c_d = 0.44(d/l) + 4C_f(l/d) + 4C_f(d/l)^{1/2} \quad (4.17)$$

onde  $C_f$  é o coeficiente de atrito em função do número de *Re* dado como 0,004.

#### 4.5.3.2 Arrasto cruzado

Para cálculo dos coeficientes de amortecimento viscoso devido ao escoamento cruzado é utilizado um método análogo à *strip theory*, onde o arrasto do corpo é aproximado como a soma do arrasto de seções bidimensionais do corpo.

Segundo Prestero (2001), *strip theory* é um método que oferece erros de até 100% para o cálculo do amortecimento viscoso. Contudo, apesar do alto erro, será possível através desse método incluir no modelo os coeficientes de arrasto cruzado do corpo.

Assim, são utilizadas as seguintes equações, apresentadas em (PRESTERO, 2001), para o cálculo dos coeficientes de amortecimento devido ao escoamento cruzado:

$$Z_{w|w} = -\frac{1}{2}\rho c_{dc} \int_{x_{pp}}^{x_{pr}} 2R(x)dx \quad (4.18)$$

$$Z_{q|q} = \frac{1}{2}\rho c_{dc} \int_{x_{pp}}^{x_{pr}} 2x |x| R(x)dx \quad (4.19)$$

$$M_{w|w} = -\frac{1}{2}\rho c_{dc} \int_{x_{pp}}^{x_{pr}} 2x R(x)dx \quad (4.20)$$

$$M_{q|q} = -\frac{1}{2}\rho c_{dc} \int_{x_{pp}}^{x_{pr}} 2x^3 R(x)dx \quad (4.21)$$

onde,

- $\rho$  é a densidade da água salgada;
- $c_{dc}$  é o coeficiente de arrasto de um cilindro;
- $R(x)$  é o raio do casco do veículo em função da posição axial  $x$ .

De acordo com Hoerner (1965), o coeficiente de arrasto de um cilindro com razão  $l/d \approx 12$  em um escoamento com fluxo axial é 0,9. Com a aproximação do Towfish ECO I como um elipsoide prolato, com  $a = 0,59$  e  $b = c = 0,0508$ ,  $R(x)$  é dada pela seguinte equação:

$$R(x) = \frac{1}{2} \times 0,1016 \left[ 1 - \left( \frac{x - 0,59}{0,59} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.22)$$

#### 4.6 Forças de controle e forças e momentos externos

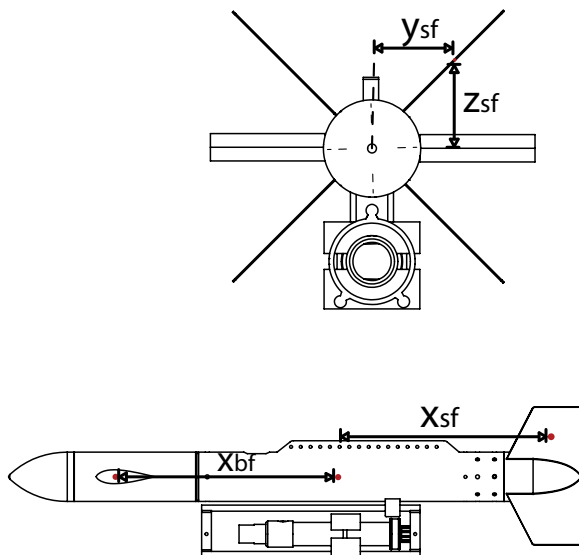
A única variável a ser controlada no movimento do *Towfish* ECO I é a inclinação das asas da proa. Com isso, as forças e momentos de controle são devidos a sustentação causados pela inclinação das asas.

Já as forças externas que atuam no *Towfish* ECO I são a tensão do cabo de reboque e as forças de sustentação e arrasto das asas da popa. Na seção 4.6.2 é mostrado ainda que as forças de sustentação causadas pelas asas da proa possuem contribuições que não dependem do ângulo de inclinação, mas somente das velocidades do *towfish*, sendo incluídas no modelo também como forças externas, e não de controle.

O modelo do cabo de reboque é feito no capítulo 5. Esta seção analisa somente as contribuições das forças e momentos gerados pelas asas da proa e da cauda do *Towfish* ECO I.

A posição das asas da proa é denotada pelo vetor  $[x_{bf}, y_{bf}, z_{bf}]$  e a posição das asas da cauda pelo vetor  $[x_{sf}, y_{sf}, z_{sf}]$ . A figura 10 mostra a posição do centro de pressão de uma das asas estabilizadoras em relação ao centro de gravidade do *towfish*, assim como a posição longitudinal da asa da proa.

Figura 10 – Posição das asas do *Towfish* ECO I



Fonte: elaborada pelo autor

#### 4.6.1 Forças das asas estabilizadoras da cauda

O *Towfish* ECO I possui quatro asas estabilizadoras fixadas em formato de 'x' na ogiva da cauda. Tais asas exercem a função de estabilizar o movimento *balanço* e *caturro* do *towfish*.

As forças de arrasto e sustentação geradas pelas asas estabilizadoras da cauda não são consideradas no modelo desenvolvido no presente trabalho e é sugerida sua inclusão como trabalhos futuros no capítulo 9. Sugere-se ainda, a leitura de (BUCKHAM et al., 2003), que aborda o problema da modelagem de um veículo submarino com asas em formato de 'x' na cauda, e onde, as forças e momentos gerados pelas asas traseiras são calculados em um novo referencial, fixo nas asas traseiras, e inclinado 45° em relação ao referencial fixo no veículo.

#### 4.6.2 Forças das asas hidrodinâmicas da proa

Para o cálculo das forças e momentos de sustentação, as seguintes fórmulas empíricas são utilizadas:

$$L_{fin} = \frac{1}{2} \rho c_L S_{fin} \delta_e v_e^2 \quad (4.23)$$

$$M_{fin} = x_{sf} L_{fin} \quad (4.24)$$

onde  $c_L$  é o coeficiente de sustentação da asa,  $S_{fin}$  é a área plana da asa,  $\delta_e$  é o ângulo efetivo de ataque da asa em radianos,  $v_e$  é a velocidade efetiva da asa e  $x_{sf}$  é a posição da asa no eixo  $x$  do sistema de coordenadas fixo no *Towfish* ECO I.

O coeficiente de sustentação,  $c_L$ , varia com o ângulo de ataque  $\alpha$  da asa. Hoerner (1965) fornece uma fórmula empírica para o cálculo do coeficiente de sustentação como função de  $\alpha$ :

$$c_{L\alpha} = \frac{dc_L}{d\alpha} = \left[ \frac{1}{2\bar{\alpha}\pi} + \frac{1}{\pi(AR_e)} \right] \quad (4.25)$$

onde  $\alpha$  é um fator igual a 0,9 e  $AR_e$  é a razão de aspecto efetiva, dado pela fórmula:

$$AR_e = 2(AR) = 2 \left( \frac{b_{fin}^2}{S_{fin}} \right) \quad (4.26)$$

onde  $AR$  é a razão de aspecto, ou alongamento, da asa,  $b_{fin}$  é a envergadura da asa e  $S_{fin}$  é a área da asa.

O fato de o *Towfish* ECO I possuir movimento de rotação em torno do centro de massa, e de as asas estarem localizadas em uma posição diferente do eixo de rotação, faz com que as asas frontais experimentem velocidades de avanço e arfagem dadas por:

$$u_{bf} = u + z_{bf}q - y_{bf}r \quad (4.27)$$

$$w_{bf} = w + y_{bf}p - x_{bf}q \quad (4.28)$$

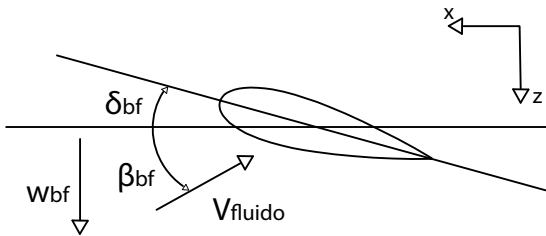
O ângulo efetivo de ataque, mostrado na figura 11, é dado pelo ângulo de inclinação da corda da asa e o ângulo de incidência do fluido, podendo ser escrito da seguinte forma:

$$\delta_e = \delta_{bf} + \beta_{bf} \quad (4.29)$$

onde  $\delta_{bf}$  é o ângulo de inclinação da asa em relação ao eixo da posição de inclinação zero e  $\beta_{bf}$  é o ângulo do eixo de inclinação zero até o vetor de velocidade do fluido. Para ângulos pequenos:

$$\beta_b = \frac{w_{bf}}{u_{bf}} \approx \frac{1}{u}(w - x_{bf}q) \quad (4.30)$$

Figura 11 – Ângulo efetivo de ataque



Fonte: elaborada pelo autor

Dadas as relações acima, as forças e momentos devidos às asas frontais são dados por:

$$Z_{fin} = -\frac{1}{2}\rho c_{L\alpha} S_{fin} [u^2 \delta_{fin} + uw - x_{fin}(uq)] \quad (4.31)$$

$$M_{fin} = \frac{1}{2}\rho c_{L\alpha} S_{fin} x_{fin} [u^2 \delta_{fin} + uw - x_{fin}(uq)] \quad (4.32)$$

Observa-se que a força  $Z_{fin}$  e o momento  $M_{fin}$  possuem termos que dependem tanto do ângulo de inclinação das asas, como também das velocidades de avanço, arfagem e caturro do *towfish*. Esses termos são divididos nos seguintes coeficientes:

$$Z_{uu\delta_f} = Z_{uw_f} = -\frac{1}{2}\rho c_{L\alpha} S_{fin} \quad (4.33)$$

$$Z_{uq_f} = \frac{1}{2}\rho c_{L\alpha} S_{fin} x_{fin} \quad (4.34)$$

$$M_{uu\delta_f} = M_{uw_f} = \frac{1}{2}\rho c_{L\alpha} S_{fin} x_{fin} \quad (4.35)$$

$$M_{uq_f} = -\frac{1}{2}\rho c_{L\alpha} S_{fin} x_{fin}^2 \quad (4.36)$$

Os coeficientes  $Z_{uu\delta_f}$  e  $M_{uu\delta_f}$ , que correspondem aos termos dependentes do ângulo de inclinação da asa em relação ao corpo do *towfish*,  $\delta_{fin}$ , são agrupados no vetor de forças e momentos de controle,  $\tau_c$ . Já os outros termos, que possuem uma contribuição dependente das velocidades do *towfish*, e independentes do ângulo, são agrupados em uma matriz de forças e momentos causados pelas asas frontais,  $\tau_f$ . Tem-se então:

$$\tau_c = \begin{bmatrix} 0 \\ Z_{uu\delta_f} u^2 \\ M_{uu\delta_f} u^2 \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

$$\tau_f = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & Z_{uw_f} u & Z_{uq_f} u \\ 0 & M_{uw_f} u & M_{uq_f} u \end{bmatrix} \quad (4.38)$$

#### 4.7 Parâmetros e coeficientes do *Towfish* ECO I

A seguir mostram-se os parâmetros físicos e os coeficientes do *Towfish* ECO I:



Tabela 2 – Parâmetros físicos *Towfish* ECO I

| Parâmetros físicos <i>Towfish</i> ECO I |                             |             |                   |
|---|-----------------------------|-------------|-------------------|
| massa                                   | m                           | 13,0703     | kg                |
| comprimento                             | L                           | 1,18        | m                 |
| diâmetro                                | d                           | 0,10160     | m                 |
| posição do centro de gravidade          | cg                          | [ 0 0 0 ]   | m                 |
| momento de inercia                      | $I_x$                       | 3,431       | kg.m <sup>2</sup> |
| momento de inercia                      | $I_y$                       | 1,188       | kg.m <sup>2</sup> |
| momento de inercia                      | $I_z$                       | 1,188       | kg.m <sup>2</sup> |
| área frontal                            | $A_f$                       | 0,0081      | m <sup>2</sup>    |
| Parâmetros das asas                     |                             |             |                   |
| razão de aspecto                        | AR                          | 2           |                   |
| área                                    | $S_{fin}$                   | 0.029       | m <sup>2</sup>    |
| posição                                 | $x_{fin}, y_{fin}, z_{fin}$ | [ 0,4 0 0 ] | m                 |

Fonte: elaborada pelo autor

Tabela 3 – Coeficientes *Towfish* ECO I

| Coeficientes <i>Towfish</i> ECO I |                  |           |                    |
|-----------------------------------|------------------|-----------|--------------------|
| Massa adicionada                  | $X_{\dot{u}}$    | -0,143    | kg                 |
|                                   | $Y_{\dot{v}}$    | -6,1438   | kg                 |
|                                   | $Z_{\dot{w}}$    | -6,1438   | kg                 |
|                                   | $N_{\dot{r}}$    | -7,9612   | kg.m <sup>2</sup>  |
|                                   | $M_{\dot{q}}$    | -7,8612   | kg.m <sup>2</sup>  |
| Arrasto do corpo                  | $X_{u u}$        | -0.9283   | kg.m <sup>-1</sup> |
|                                   | $Z_{w w }$       | -86,7777  | kg.m <sup>-1</sup> |
|                                   | $Z_{q q }$       | 37,7591   | kg.m               |
|                                   | $M_{w w }$       | 51,1988   | kg                 |
|                                   | $M_{q q }$       | -31,18905 | kg.m <sup>2</sup>  |
| Lift asas frontais                | $Z_{uu\delta_f}$ | -21,4106  | kg.m <sup>-1</sup> |
|                                   | $Z_{uw_f}$       | -21,4106  | kg.m <sup>-1</sup> |
|                                   | $Z_{uq_f}$       | 8,5642    | kg                 |
|                                   | $M_{uu\delta_f}$ | 8,5642    | kg                 |
|                                   | $M_{uw_f}$       | 8,5642    | kg                 |
|                                   | $M_{uq_f}$       | -3,4257   | kg.m               |

Fonte: elaborada pelo autor

## 5 Modelo do cabo de reboque

Até esse capítulo somente foram tratados os aspectos que envolvem a modelagem da dinâmica do veículo, sem considerar os aspectos relacionados ao cabo de reboque. Incluir a dinâmica do cabo de reboque no modelo permite, além de incluir os efeitos das forças hidrodinâmicas atuantes no cabo, também obter uma representação da única força de propulsão do *towfish*, que é a tensão do cabo no ponto de reboque.

Encontra-se na literatura uma série de modelos para cabos de reboque, tanto para veículos marinhos quanto aéreos. De forma geral, os métodos matemáticos para modelagem de cabos podem ser separados em duas categorias: modelos contínuos e modelos discretos (SUN, 2012).

Sun (2012) faz a modelagem de um cabo utilizado para resgate de veículos aéreos em miniatura (*miniature air vehicles* - MAVs) utilizados em operações militares, utilizando tanto o princípio de Gauss, onde o cabo é discretizado em um conjunto de elementos rígidos, quanto utilizando a segunda lei de Newton, onde, nesse caso, o cabo é modelado como um conjunto de massas pontuais conectadas por molas.

Triantafyllou e Hover (2003) apresentam um modelo para o cabo de reboque para veículos pesados e de grandes profundidades, da ordem de 1000 metros, onde os movimentos lateral e axial são descritos segundo equações diferenciais parciais.

Buckham et al. (2003) apresenta o modelo dinâmico para o sistema DOLPHIN-AURORA, que consiste de um veículo sem propulsão própria, o *Towfish* AURORA, rebocado por um veículo autônomo, o DOLPHIN. Em seu trabalho, o cabo é modelado por um conjunto finito de elementos lineares e a força de propulsão do veículo rebocado é a força resultante no último elemento do modelo do cabo.

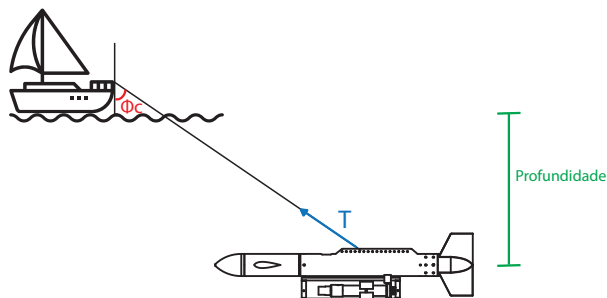
Minowa (2015) faz a modelagem dinâmica de um TUV (*towed underwater vehicle*). O cabo de reboque do veículo é considerado com comprimento fixo de 30 m e é modelado de duas formas. Na primeira, é utilizado um modelo baseado num sistema de massa concentrada, onde o cabo é aproximado por um único segmento rígido e toda a massa é concentrada no ponto de reboque, sendo que todas as forças são consideradas como atuantes nesse ponto. No segundo método, o cabo é modelado como uma barra rígida, porém o centro do sistema de

coordenadas e massa do sistema são considerados no centro do cabo.

Linklater (2005) realiza um modelo estático para o cabo de reboque de um veículo rebocado em duas partes.

Utilizando-se o programa para Matlab *Mooring Design & Dynamics* (MD&D) (DEWEY, 1999), é possível simular diferentes situações de reboque. O programa permite definir o tipo e o comprimento do cabo de reboque, o tipo de objeto a ser rebocado e a velocidade de reboque. Entre os materiais do cabo de reboque, o programa permite escolher entre aço, alumínio, nylon, Dracon, polipropileno, polietileno e Kevlar, sendo então definido o devido módulo de elasticidade do cabo. A simulação é feita levando em consideração no modelo as forças peso, empuxo, as forças de tensão e as forças de arrasto hidrodinâmico, sendo as forças de sustentação e de massa adicionada desconsideradas. Apenas cilindros e esferas podem ser selecionados como objetos de reboque. Como saídas, o programa fornece a tensão nos extremos do cabo em *kgf*, os ângulos em relação a vertical em graus, a flutuabilidade e a profundidade de cada componente da simulação. A figura 12 mostra uma representação das grandezas de saída do programa.

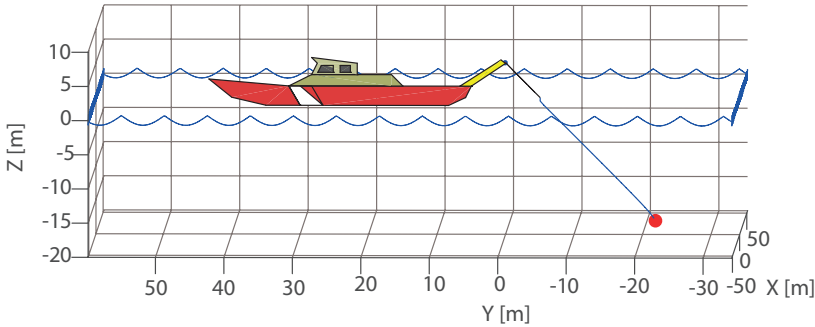
Figura 12 – Ângulo e tensão de saída das simulações



Fonte: elaborada pelo autor

São realizadas nove simulações utilizando o MD&D. Como entrada do programa são definidas as velocidades de reboque,  $U$ , e o comprimento do cabo,  $L_c$ . O *towfish* é aproximado como um cilindro de comprimento  $1,18\text{ m}$  e diâmetro de  $0,1\text{ m}$ . Em cada simulação, o programa retorna um gráfico como o da figura 13, mostrando a posição dos elementos e um conjunto de dados. Os dados de entrada e saída podem ser vistos nas tabelas 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 e 12.

Figura 13 – Gráfico da simulação no MD&D



Fonte: *Mooring Design & Dynamics* (DEWEY, 1999)

Tabela 4 – Resultados da simulação 1 - MD&D

| $U = 2 \text{ m/s } L_c = 60\text{m}$ |            |           |              |          |            |          |
|---------------------------------------|------------|-----------|--------------|----------|------------|----------|
| elem.                                 | flut. (kg) | prof. (m) | tensão (kgf) |          | ângulo (°) |          |
|                                       |            |           | inferior     | superior | inferior   | superior |
| <i>towfish</i>                        | -3,9       | 43,07     | 0            | 7,6      | 0          | 33,5     |
| cabo                                  | 0,02       |           | 7,6          | 155,1    | 33,5       | 45,1     |

Fonte: elaborada pelo autor

Tabela 5 – Resultados da simulação 2 - MD&D

| $U = 2 \text{ m/s } L_c = 40\text{m}$ |            |           |             |          |            |          |
|---------------------------------------|------------|-----------|-------------|----------|------------|----------|
| elem.                                 | flut. (kg) | prof. (m) | tensão (kg) |          | ângulo (°) |          |
|                                       |            |           | inferior    | superior | inferior   | superior |
| <i>towfish</i>                        | -3,9       | 28,76     | 0           | 7,6      | 0          | 33,5     |
| cabo                                  | 0,02       |           | 7,6         | 106,7    | 33,5       | 45,1     |

Fonte: elaborada pelo autor

Tabela 6 – Resultados da simulação 3 - MD&D

| $U = 2 \text{ m/s } L_c = 20\text{m}$ |            |           |             |          |            |          |
|---------------------------------------|------------|-----------|-------------|----------|------------|----------|
| elem.                                 | flut. (kg) | prof. (m) | tensão (kg) |          | ângulo (°) |          |
|                                       |            |           | inferior    | superior | inferior   | superior |
| <i>towfish</i>                        | -3,9       | 14,52     | 0           | 7,6      | 0          | 33,5     |
| cabo                                  | 0,02       |           | 7,6         | 58,1     | 33,6       | 45,0     |

Fonte: elaborada pelo autor

Tabela 7 – Resultados da simulação 4 - MD&amp;D

| $U = 3 \text{ m/s } L_c = 60\text{m}$ |            |           |             |          |            |          |
|---------------------------------------|------------|-----------|-------------|----------|------------|----------|
| elem.                                 | flut. (kg) | prof. (m) | tensão (kg) |          | ângulo (°) |          |
|                                       |            |           | inferior    | superior | inferior   | superior |
| <i>towfish</i>                        | -3,9       | 43,31     | 0           | 12,1     | 0          | 40,2     |
| cabo                                  | 0,02       |           | 12,1        | 342,5    | 40,2       | 45,1     |

Fonte: elaborada pelo autor

Tabela 8 – Resultados da simulação 5 - MD&amp;D

| $U = 3 \text{ m/s } L_c = 40\text{m}$ |            |           |             |          |            |          |
|---------------------------------------|------------|-----------|-------------|----------|------------|----------|
| elem.                                 | flut. (kg) | prof. (m) | tensão (kg) |          | ângulo (°) |          |
|                                       |            |           | inferior    | superior | inferior   | superior |
| <i>towfish</i>                        | -3,9       | 28,75     | 0           | 12,1     | 0          | 40,2     |
| cabo                                  | 0,02       |           | 12,1        | 232,9    | 40,2       | 45,1     |

Fonte: elaborada pelo autor

Tabela 9 – Resultados da simulação 6 - MD&amp;D

| $U = 3 \text{ m/s } L_c = 20\text{m}$ |            |           |             |          |            |          |
|---------------------------------------|------------|-----------|-------------|----------|------------|----------|
| elem.                                 | flut. (kg) | prof. (m) | tensão (kg) |          | ângulo (°) |          |
|                                       |            |           | inferior    | superior | inferior   | superior |
| <i>towfish</i>                        | -3,9       | 14,35     | 0           | 12,1     | 0          | 40,2     |
| cabo                                  | 0,02       |           | 12,1        | 123,4    | 40,2       | 45,1     |

Fonte: elaborada pelo autor

Tabela 10 – Resultados da simulação 7 - MD&amp;D

| $U = 4 \text{ m/s } L_c = 60\text{m}$ |            |           |             |          |            |          |
|---------------------------------------|------------|-----------|-------------|----------|------------|----------|
| elem.                                 | flut. (kg) | prof. (m) | tensão (kg) |          | ângulo (°) |          |
|                                       |            |           | inferior    | superior | inferior   | superior |
| <i>towfish</i>                        | -3,9       | 43,82     | 0           | 17,9     | 0          | 43,7     |
| cabo                                  | 0,02       |           | 17,9        | 604,3    | 43,7       | 45,0     |

Fonte: elaborada pelo autor

Tabela 11 – Resultados da simulação 8 - MD&amp;D

| U = 4 m/s L <sub>c</sub> = 40m |            |           |             |          |            |          |
|--------------------------------|------------|-----------|-------------|----------|------------|----------|
| elem.                          | flut. (kg) | prof. (m) | tensão (kg) |          | ângulo (°) |          |
|                                |            |           | inferior    | superior | inferior   | superior |
| <i>towfish</i>                 | -3,9       | 28,93     | 0           | 17,9     | 0          | 43,7     |
| cabo                           | 0,02       |           | 17,9        | 408,9    | 43,7       | 45,0     |

Fonte: elaborada pelo autor

Tabela 12 – Resultados da simulação 9 - MD&amp;D

| U = 4 m/s L <sub>c</sub> = 20m |            |           |             |          |            |          |
|--------------------------------|------------|-----------|-------------|----------|------------|----------|
| elem.                          | flut. (kg) | prof. (m) | tensão (kg) |          | ângulo (°) |          |
|                                |            |           | inferior    | superior | inferior   | superior |
| <i>towfish</i>                 | -3,9       | 14,33     | 0           | 17,9     | 0          | 43,6     |
| cabo                           | 0,02       |           | 17,9        | 213,8    | 43,6       | 45,0     |

Fonte: elaborada pelo autor

Através deste conjunto de simulações, infere-se que, tanto a tensão quanto o ângulo de inclinação do cabo no nó que se conecta ao *towfish*, dependem pouco do comprimento do cabo e bastante da velocidade de reboque. Já a tensão no nó que se conecta ao ponto de reboque no veleiro depende muito da velocidade e do comprimento do cabo.

As forças de tensão são acrescentadas no modelo separando-se as componentes atuantes nos eixos X e Z:

$$T_X = T \cos \phi_c \quad (5.1)$$

$$T_Z = T \sin \phi_c \quad (5.2)$$



## 6 Equações de movimento

Este capítulo apresenta as equações que descrevem os movimentos de translação nos eixos X e Z e a rotação em torno do eixo Y do *Towfish* ECO I. Apresenta inicialmente as equações não lineares, seguidas da linearização da dinâmica do *towfish* em torno de um ponto de operação. Expõe, ainda, uma representação no espaço de estados do modelo linear. E, por último, obtém as funções de transferência do sistema.

### 6.1 Equações não lineares

Utilizando a representação da equação 3.5, tem-se as seguintes equações:

Equação de translação no eixo X:

$$\underbrace{(m - X_{\ddot{u}})}_{M_{RB} + M_A} \dot{u} + \underbrace{(mw)}_{C_{RB}} q - \underbrace{(Z_{\dot{w}}w)}_{C_A} q - \underbrace{X_{u|u}|u|u|}_{D_q} + \underbrace{(W - B)\text{sen}(\theta)}_{g(\eta)} = \underbrace{T_X}_{\tau_{reboque}} \quad (6.1)$$

Equação de translação no eixo Z:

$$\underbrace{(m - Z_{\dot{w}})}_{M_{RB} + M_A} \dot{w} - \underbrace{(mu)}_{C_{RB}} q + \underbrace{(X_{\dot{u}}u)}_{C_A} q - \underbrace{Z_{w|w}|w|w|}_{D_q} - \underbrace{(Z_{q|q})q|q|}_{D_q} - \underbrace{(Z_{uw_f}u)w}_{\tau_f} - \underbrace{(Z_{uq_f}u)q}_{\tau_f} - \underbrace{(W - B)\cos(\theta)\cos\phi}_{g(\eta)} = \underbrace{T_Z}_{\tau_{reboque}} + \underbrace{Z_{uu}\delta_f u^2 \delta}_{\tau_c} \quad (6.2)$$

Equação de rotação no eixo Y:

$$\underbrace{(I_y - M_{\dot{q}})}_{M_{RB} + M_A} \dot{q} - \underbrace{(mw)}_{C_{RB}} u + \underbrace{(mu)}_{C_{RB}} w + \underbrace{(Z_{\dot{w}}w)}_{C_A} u - \underbrace{(X_{\dot{u}}u)w}_{C_A} - \underbrace{M_{w|w}|w|w|}_{D_q} - \underbrace{(M_{q|q})q|q|}_{D_q}$$



$$-\underbrace{(M_{uw_f}u)w}_{\tau_f} - \underbrace{(M_{uq_f}u)q}_{\tau_f} - \underbrace{z_b B \sin \theta - x_b B \cos(\theta) \cos \phi}_{g(\eta)} = \underbrace{M_{uu} \delta_f u^2}_{\tau_c} \delta \quad (6.3)$$

## 6.2 Linearização

Como são utilizadas técnicas de projeto de controladores para sistemas lineares, é necessário realizar a linearização do sistema que descreve a dinâmica do *Towfish* ECO I. Tal linearização é feita em torno de um ponto de operação  $(U, 0, 0)$ .

### 6.2.1 Transformação de sistemas de referência

Segundo a equação 4.1, as velocidades de avanço, arfagem e caturro no referencial inercial são dadas por:

$$\dot{x} = u \cos(\theta) + w \sin(\theta) \quad (6.4)$$

$$\dot{z} = -u \sin(\theta) + w \cos(\theta) \quad (6.5)$$

$$\dot{\theta} = q \quad (6.6)$$

Para a linearização, é feita a expansão em série de Maclaurin para o *seno* e *coseno*:

$$\sin(\theta) = \theta - \frac{\theta^3}{3!} + \frac{\theta^5}{5!} + \dots \quad (6.7)$$

$$\cos(\theta) = 1 - \frac{\theta^2}{2!} + \frac{\theta^4}{4!} + \dots \quad (6.8)$$

Truncando as expansões no primeiro termo da série, as equações 6.4, 6.5 e 6.6 tornam-se:

$$\dot{x} = u + w\theta \quad (6.9)$$

$$\dot{z} = -u\theta + w \quad (6.10)$$

$$\dot{\theta} = q \quad (6.11)$$

### 6.2.2 Coriolis

Substituindo o ponto de operação  $(U, 0, 0)$  na matriz  $C_{RB}(\nu)$ , mostrada na equação 4.2, tem-se que a matriz linear de Coriolis é dada por:

$$C_{RB} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -mU \\ 0 & mU & 0 \end{bmatrix} \quad (6.12)$$

### 6.2.3 Coriolis adicionada

Substituindo  $(U, 0, 0)$  na matriz  $C_A(\nu)$  da equação 4.3 tem-se:

$$C_A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & X_{\dot{u}}U \\ 0 & -X_{\dot{u}}U & 0 \end{bmatrix} \quad (6.13)$$

### 6.2.4 Arrasto axial

A força não linear devida ao arrasto axial no *towfish*, mostrada na equação 4.15, é linearizada em torno de  $(U, 0, 0)$  como:

$$X_{drag} = \left( \frac{1}{2} \rho c_d A_f U \right) u \quad (6.14)$$

Escrevendo essa equação em termos de coeficientes tem-se:

$$X_{drag} = X_u u \quad (6.15)$$

onde  $X_u$  é o coeficiente de arrasto linear, dado por:

$$X_u = \left( \frac{1}{2} \rho c_d A_f U \right) \quad (6.16)$$

### 6.2.5 Arrasto cruzado

A linearização dos coeficientes de arrasto cruzado é feita ajustando as velocidades quadráticas dos movimentos de arfagem e caturro por uma equação de reta.

$$w^2 \approx m_w w \quad (6.17)$$

$$q^2 \approx m_q q \quad (6.18)$$

Para realizar esse ajuste, é necessário encontrar as máximas velocidades desses movimentos.

#### 6.2.5.1 Limite do movimento de arfagem

Considera-se que existe apenas movimento no eixo Z e a velocidade  $w > 0$  constante, em regime permanente. As restantes velocidades são consideradas nulas:

$$\nu = [0 \quad 0 \quad w \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T \quad (6.19)$$

Substituindo (6.19) na equação 6.2, tem-se que:

$$-Z_{w|w}|w| = T_{reboque} \quad (6.20)$$

$$w_{max} = \sqrt{\frac{T_{max}}{-Z_{w|w}}} \quad (6.21)$$

onde  $T_{max}$  é a máxima tensão obtida para cada velocidade de reboque simulada no capítulo 5. Assim, são obtidas  $w_{max}$  para velocidades de 2, 3 e 4 m/s.

#### 6.2.5.2 Limite do movimento de caturro

Considera-se que existe apenas rotação no eixo Y e a velocidade  $q > 0$  constante, em regime permanente. As restantes velocidades são consideradas nulas:

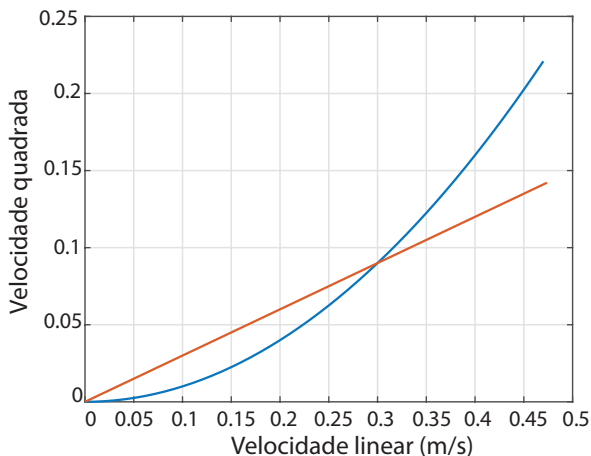
$$\nu = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad q \quad 0]^T \quad (6.22)$$

Fazendo o mesmo procedimento para o movimento de caturro e substituindo-se (6.22) na equação 6.3, tem-se  $q_{max}$  igual a zero. A velocidade de caturro máxima na prática não deve ser igual a zero, tendo em vista que tal movimento é acoplado com o movimento de arfagem,

porém deve ser muito próxima desse valor. Assim, a linearização dos coeficientes de arrasto relacionados a esse movimento é desconsiderada.

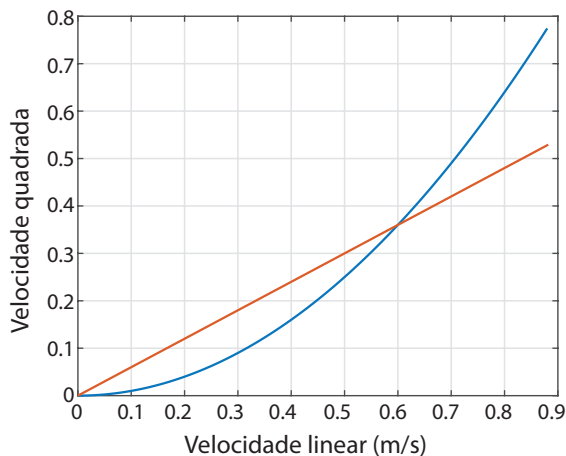
A tabela 13 mostra  $w_{max}$  e os coeficientes,  $m_w$ , das curva de ajustes mostradas na figuras 14 15 16.

Figura 14 – Curva de ajuste da velocidade de arfagem,  $U = 2 \text{ m/s}$



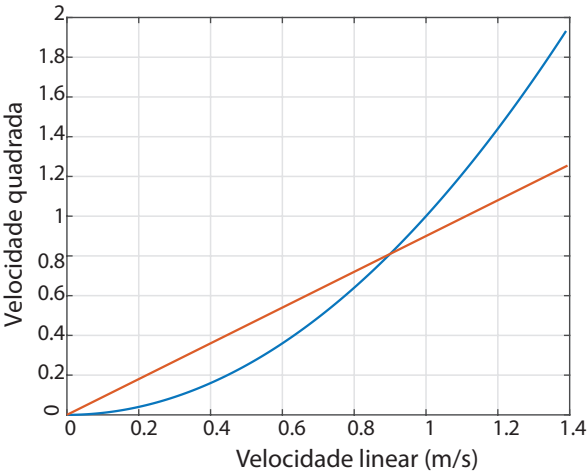
Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 15 – Curva de ajuste da velocidade de arfagem,  $U = 3 \text{ m/s}$



Fonte: Elaborada pelo autor

Figura 16 – Curva de ajuste da velocidade de arfagem,  $U = 4\text{ m/s}$



Fonte: Elaborada pelo autor

Tabela 13 – Coeficientes linearização do movimento de arfagem

| $U = 2\text{ m/s}$ |        |              |
|--------------------|--------|--------------|
| Parâmetro          | Valor  | Unidades     |
| $w_{max}$          | 0,4737 | $\text{m/s}$ |
| $m_w$              | 0,3    | $\text{m/s}$ |
| $U = 3\text{ m/s}$ |        |              |
| Parâmetro          | Valor  | Unidades     |
| $w_{max}$          | 0,882  | $\text{m/s}$ |
| $m_w$              | 0,6    | $\text{m/s}$ |
| $U = 4\text{ m/s}$ |        |              |
| Parâmetro          | Valor  | Unidades     |
| $w_{max}$          | 1,39   | $\text{m/s}$ |
| $m_w$              | 0,9    | $\text{m/s}$ |

Fonte: elaborada pelo autor

Os coeficientes linearizados de arrasto cruzado são então obtidos das equações:

$$Z_w = -\frac{1}{2}\rho c_{dc}m_w \int_{x_{pp}}^{x_{pr}} 2R(x)dx \tag{6.23}$$

$$M_w = -\frac{1}{2}\rho c_{dc}m_w \int_{x_{pp}}^{x_{pr}} 2xR(x)dx \quad (6.24)$$

### 6.2.6 Forças e momentos de restauração

As forças de restauração do *towfish*, devidas à ação do peso e do empuxo do veículo, apresentadas na equação 4.3, são dadas por :

$$X_H = (W - B)\text{sen}(\theta) \quad (6.25)$$

$$Z_H = -(W - B)\text{cos}(\theta) \quad (6.26)$$

onde  $X_H$  é a força no eixo  $X$  e  $Z_H$  é a força no eixo  $Z$ . Considerando a expansão em série de Maclaurin mostrada nas equações 6.7 e 6.8, tais forças são escritas como:

$$X_H = (W - B)\theta \quad (6.27)$$

$$Z_H = -(W - B) \quad (6.28)$$

### 6.2.7 Forças e momentos causados pelas asas frontais

Substituindo  $(U, 0, 0)$  nas equações 4.31 e 4.32, escreve-se a força  $Z_{fin}$  e o momento  $M_{fin}$  através dos coeficientes:

$$Z_\delta = -\frac{1}{2}\rho c_{L\alpha}S_{fin}U^2 \quad (6.29)$$

$$Z_{w_f} = -\frac{1}{2}\rho c_{L\alpha}S_{fin}U \quad (6.30)$$

$$Z_{q_f} = \frac{1}{2}\rho c_{L\alpha}S_{fin}x_{fin}U \quad (6.31)$$

$$M_\delta = \frac{1}{2}\rho c_{L\alpha}S_{fin}x_{fin}U^2 \quad (6.32)$$

$$M_{w_f} = \frac{1}{2}\rho c_{L\alpha}S_{fin}x_{fin}U \quad (6.33)$$

$$M_\delta = -\frac{1}{2}\rho c_{L\alpha}S_{fin}x_{fin}U \quad (6.34)$$

Como feito na seção 4.6, os termos dependentes do ângulo de inclinação  $\delta$  são agrupados no vetor de forças de controle,  $\tau_c$ , enquanto

que os termos restantes são agrupados em uma matriz de forças e momentos causados pelas asas frontais,  $\tau_f$ .

$$\tau_c = \begin{bmatrix} 0 \\ Z_\delta \\ M_\delta \end{bmatrix} \quad (6.35)$$

$$\tau_f = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & Z_{w_f} & Z_{q_f} \\ 0 & M_{w_f} & M_{q_f} \end{bmatrix} \quad (6.36)$$

### 6.3 Coeficientes lineares do *Towfish* ECO I

Obtêm-se os coeficientes lineares do *Towfish* ECO I para 3 velocidades de operação, 2 m/s, 3 m/s e 4 m/s, mostrados nas tabelas 14, 15 e 16.

Tabela 14 – Coeficientes lineares do *Towfish* ECO I,  $U = 2m/s$

| $U = 2m/s$         |               |           |                    |
|--------------------|---------------|-----------|--------------------|
| Massa adicionada   | $X_{\dot{u}}$ | -0,143    | kg                 |
|                    | $Z_{\dot{w}}$ | -6,1438   | kg                 |
|                    | $M_{\dot{q}}$ | -7,8612   | kg.m <sup>2</sup>  |
| Arrasto do corpo   | $X_u$         | -3,7131   | kg.m <sup>-1</sup> |
|                    | $Z_w$         | -26,0333  | kg.m <sup>-1</sup> |
|                    | $M_w$         | 15,3597   | kg                 |
| Lift asas frontais | $Z_\delta$    | -127,7922 | kg.m <sup>-1</sup> |
|                    | $Z_{w_f}$     | -31,9480  | kg.m <sup>-1</sup> |
|                    | $Z_{q_f}$     | 12,7792   | kg                 |
|                    | $M_\delta$    | 51,1169   | kg                 |
|                    | $M_{w_f}$     | 12,7792   | kg                 |
|                    | $M_{q_f}$     | 5,1117    | kg.m               |

Fonte: elaborada pelo autor

Tabela 15 – Coeficientes lineares do Towfish ECO I,  $U = 3m/s$ 

| $U = 3m/s$         |               |           |             |
|--------------------|---------------|-----------|-------------|
| Massa adicionada   | $X_{\dot{u}}$ | -0,143    | $kg$        |
|                    | $Z_{\dot{w}}$ | -6,1438   | $kg$        |
|                    | $M_{\dot{q}}$ | -7,8612   | $kg.m^2$    |
| Arrasto do corpo   | $X_u$         | -5,5698   | $kg.m^{-1}$ |
|                    | $Z_w$         | -52,0666  | $kg.m^{-1}$ |
|                    | $M_w$         | 30,7193   | $kg$        |
| Lift asas frontais | $Z_{\delta}$  | -287,5324 | $kg.m^{-1}$ |
|                    | $Z_{w_f}$     | -47,9221  | $kg.m^{-1}$ |
|                    | $Z_{q_f}$     | 19,1688   | $kg$        |
|                    | $M_{\delta}$  | 115,0130  | $kg$        |
|                    | $M_{w_f}$     | 19,1688   | $kg$        |
|                    | $M_{q_f}$     | -7,6675   | $kg.m$      |

Fonte: elaborada pelo autor

Tabela 16 – Coeficientes lineares do Towfish ECO I,  $U = 4m/s$ 

| $U = 4m/s$         |               |           |             |
|--------------------|---------------|-----------|-------------|
| Massa adicionada   | $X_{\dot{u}}$ | -0,143    | $kg$        |
|                    | $Z_{\dot{w}}$ | -6,1438   | $kg$        |
|                    | $M_{\dot{q}}$ | -7,8612   | $kg.m^2$    |
| Arrasto do corpo   | $X_u$         | -7,4261   | $kg.m^{-1}$ |
|                    | $Z_w$         | -78,0999  | $kg.m^{-1}$ |
|                    | $M_w$         | 46,0790   | $kg$        |
| Lift asas frontais | $Z_{\delta}$  | -511,1688 | $kg.m^{-1}$ |
|                    | $Z_{w_f}$     | -63,8961  | $kg.m^{-1}$ |
|                    | $Z_{q_f}$     | 25,5586   | $kg$        |
|                    | $M_{\delta}$  | 204,4675  | $kg$        |
|                    | $M_{w_f}$     | 25,5584   | $kg$        |
|                    | $M_{q_f}$     | -10,2234  | $kg.m$      |

Fonte: elaborada pelo autor

### 6.3.1 Equações lineares de movimento

Utilizando a notação da equação 3.5, tem-se as seguintes equações lineares para os movimentos de translação nos eixos X e Z e rotação em torno do eixo Y:



Equação linear de translação no eixo X:

$$\underbrace{(m + X_{\dot{u}})}_{M_{RB} + M_A} \dot{u} + \underbrace{X_u}_{D_l} u + \underbrace{(W - B)}_{g(\eta)} \theta = \underbrace{T_X}_{\tau_{reboque}} \quad (6.37)$$

Equação linear de translação no eixo Z:

$$\begin{aligned} \underbrace{(m + Z_{\dot{w}})}_{M_{RB} + M_A} \dot{w} + \underbrace{(-mU + X_{\dot{u}}U)}_{C_{RB} + C_A} q + \underbrace{Z_w}_{D_l} w + \underbrace{-(W - B)}_{g(\eta)} = \\ = \underbrace{Z_{w_f}}_{D_l} w + \underbrace{T_Z}_{\tau_{reboque}} + \underbrace{Z_{\delta}}_{\tau_c} \delta \end{aligned} \quad (6.38)$$

Equação linear de rotação no eixo Y:

$$\begin{aligned} \underbrace{(m + M_{\dot{q}})}_{M_{RB} + M_A} \dot{q} + \underbrace{(mU + X_{\dot{u}}U)}_{C_{RB} + C_A} w + \underbrace{(M_w)}_{D_l} w = \\ = \underbrace{M_{w_f} w + M_{q_f} q}_{\tau_e} + \underbrace{M_{\delta}}_{\tau_c} \delta \end{aligned} \quad (6.39)$$

Isolando-se os termos de aceleração nas três equações anteriores:

$$\dot{u} = -\frac{X_u}{m - X_{\dot{u}}} u - \frac{(W - B)}{m - X_{\dot{u}}} \theta + T_X \quad (6.40)$$

$$\dot{w} = \frac{Z_{w_f} - Z_w}{m - Z_{\dot{w}}} w + \frac{mU - X_{\dot{u}}U - Z_{q_f}}{m - Z_{\dot{w}}} q + T_Z + Z_{\delta_f} \delta \quad (6.41)$$

$$\dot{q} = \frac{-mU + X_{\dot{u}}U - M_w + M_{w_f}}{I_y - M_{\dot{q}}} w + \frac{M_{q_f}}{I_y - M_{\dot{q}}} q + M_{\delta_f} \delta \quad (6.42)$$

## 6.4 Representação no espaço de estados

Utilizando o vetor de estados  $x = [w \ q \ z \ \theta]^T$ , onde  $z$  é a posição do *towfish* no eixo Z em relação referencial inercial e  $\theta$  é a inclinação do *towfish* em relação ao eixo Y no referencial inercial, pode-se escrever uma representação no espaço de estados da dinâmica do *Towfish* ECO I utilizando as equações de transformação de sistemas de referência (6.10) e (6.11), e as equações de movimento (6.41) e (6.42), definindo as seguintes matrizes:

$$A = \begin{bmatrix} \frac{Z_{wf} - Z_w}{m - Z_{\dot{w}}} & \frac{mU - X_{\dot{u}}U - Z_{qf}}{m - Z_{\dot{w}}} & 0 & 0 \\ \frac{-mU + X_{\dot{u}}U - M_w + M_{wf}}{I_y - M_{\dot{q}}} & \frac{M_{qf}}{I_y - M_{\dot{q}}} & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & -U \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6.43)$$

Definida a entrada de controle  $u$  como sendo o ângulo de inclinação das asas frontais  $\delta$ , a matriz  $B$  é:

$$B = \begin{bmatrix} Z_{\delta f} \\ M_{\delta f} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (6.44)$$

As saídas de interesse são justamente a posição do *towfish* no eixo Z em relação ao referencial inercial, ou seja, a profundidade, e a inclinação do veículo em relação ao eixo Y no referencial inercial. Escreve-se, então, a matriz  $C$  como:

$$C = [0 \ 0 \ 1 \ 1] \quad (6.45)$$

## 6.5 Funções de transferência do sistema

A partir da representação no espaço de estados, são obtidas as funções de transferência do sistema.

Dado o sistema no espaço de estados:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (6.46)$$

$$y = Cx \quad (6.47)$$

Calcula-se sua transformada de Laplace:

$$sX(s) = AX(s) + BU(s) \quad (6.48)$$

$$Y(s) = CX(s) \quad (6.49)$$

Isolando-se  $X(s)$  na equação 6.48 e substituindo na equação 6.49, encontra-se a seguinte relação:

$$\frac{Y(s)}{U(s)} = C [Is - A]^{-1} B \quad (6.50)$$

Para cada ponto de operação, obtém-se as funções de transferência que relacionam as respectivas entradas e saídas. No sistema que representa a dinâmica do *Towfish* ECO I são obtidas as funções de transferência que relacionam a posição e a inclinação nos eixos Z e Y do referencial inercial com o ângulo de inclinação das asas frontais.

#### 6.5.1 Funções de transferência para $U = 2 \text{ m/s}$

$$Z(s) = \left[ \frac{-6,439s^2 + 4,709s - 62,66}{s^4 + 2,148s^3 + 14,79s^2} \right] \quad (6.51)$$

$$\theta(s) = \left[ \frac{-7,737s + 31,33}{s^3 + 2,148s^2 + 14,79s} \right] \quad (6.52)$$

#### 6.5.2 Funções de transferência para $U = 3 \text{ m/s}$

$$Z(s) = \left[ \frac{-14,49s^2 + 15,89s - 333,5}{s^4 + 3,877s^3 - 36,06s^2} \right] \quad (6.53)$$

$$\theta(s) = \left[ \frac{-17,41s + 111,2}{s^3 + 3,877s^2 + 36,06s} \right] \quad (6.54)$$

6.5.3 Funções de transferência para  $U = 4 \text{ m/s}$ 

$$Z(s) = \left[ \frac{-25,76s^2 + 37,67s - 1080}{s^4 + 5,607s^3 + 66,58s^2} \right] \quad (6.55)$$

$$\theta(s) = \left[ \frac{-30,95s + 269,9}{s^3 + 5,607s^2 + 66,58s} \right] \quad (6.56)$$



## 7 Projeto do controlador

O projeto de controladores de profundidade para veículos submarinos é, ainda hoje, uma área ampla para estudos e tem sido motivação para testes e aplicações de diferentes técnicas de controle.

A estrutura clássica de controle linear PID é a estratégia mais simples e por isso é aplicada com frequência nas estratégias de controle de sistemas dinâmicos. O emprego da estratégia de controle PID aplicada a sistemas não lineares requer a linearização do sistema em torno do ponto de operação, porém só é válida localmente em torno deste ponto. Com a finalidade de ampliar o domínio de aplicação, pode ser aplicada a técnica *gain scheduling*.

Segundo Landau et al. (2011), *gain scheduling* é um esquema de controle adaptativo em malha aberta, sendo o mecanismo de adaptação uma tabela verdade armazenada na memória do computador que retorna os valores dos parâmetros do controlador com base em medidas do ambiente. Essa técnica supõe uma forte relação entre as variáveis que caracterizam as condições de operação e os parâmetros do modelo do sistema. Contudo, tal técnica pode não garantir os requerimentos de projeto do sistema (HERNANDEZ, 2012). Ainda assim, pode-se encontrar controladores PID associados a técnicas de controle adaptativo utilizados em projetos comerciais com propósitos educacionais e de lazer, como a plataforma OpenROV.

Teixeira et al. (2010) menciona que, para controle de profundidade de veículos submarinos rebocados, os controladores PID ainda são bastante utilizados, visto que tais veículos normalmente operam em torno de um ponto de operação específico, porém propõe uma estrutura de controlador adaptativo não linear para controle das posições, tanto no plano vertical, quanto horizontal, de um veículo submarino rebocado.

Nakamura et al. (2001) apresenta a aplicação da técnica de controle Linear Quadrático com ação Integral (LQI - *Linear Quadratic with Integral*) como estratégia para controle de posição de um ROV operando tanto rebocado como com propulsão própria. A estratégia de controle ótimo com frequência não garante a robustez do sistema, sendo necessária a utilização de estratégias *feedforward* em conjunto com o controle ótimo (HERNANDEZ, 2012).

Metodologias de controle robusto, baseadas em modelos lineares, como  $H_\infty$  e  $LQG/LTR$ , podem ser aplicadas quando o sistema está sujeito a variação paramétrica, distúrbios de diversas naturezas e ruído na estimação de estados, porém demandam esforço considerável no projeto, exigindo tempo na modelagem do veículo e definindo um modelo de incertezas e funções de ponderação (HERNANDEZ, 2012).

Falchetto (2016) aplica a técnica de linearização por realimentação, ou FL (*Feedback Linearization*), para controle de trajetórias do submarino autônomo RSM (*Robot Sous Marin*). Essa técnica vem ganhando bastante atenção, pois permite utilizar as técnicas lineares sem a necessidade de linearizar o modelo.

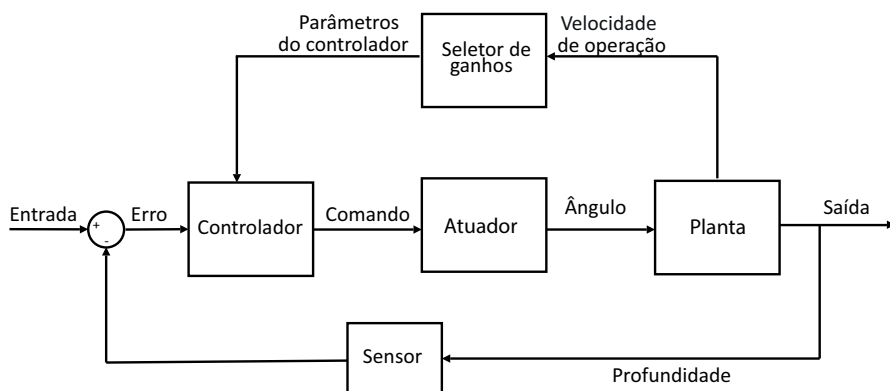
Ferreira (2009) faz o projeto de controladores de velocidade e posição para o AUV MARES. São projetados controladores de velocidade vertical e horizontal, utilizando-se a teoria de Lyapunov e técnicas de *backstepping*. Para controle da posição vertical são propostos dois controladores diferentes, um baseado em técnicas de *backstepping* e outro com ganhos proporcional e integral.

Tendo em vista o fato de que este trabalho tem como objetivo ser apenas um passo inicial para o projeto do controle de profundidade do *Towfish* ECO I e a grande variedade de estratégias e soluções aplicadas no problema de controle de profundidade de veículos submarinos, adota-se como estratégia de controle uma estrutura PID, com estratégia de *gain scheduling*.

## 7.1 Controlador PID com estratégia de *gain scheduling*

O diagrama do controle da profundidade segue o diagrama da figura 17. A entrada do diagrama é a profundidade que se deseja atingir. A profundidade atual do *towfish* é medida com um sensor de pressão e convertida em profundidade. A diferença entre a profundidade que se pretende atingir e a profundidade atual, o erro, é a entrada do controlador, que é projetado nessa seção. O controlador tem como saída um comando para o atuador e este atua alterando o ângulo das asas frontais. Os parâmetros e o modelo do atuador utilizado pode ser visto no apêndice C. O ângulo das asas da proa é a entrada da planta do sistema,  $Z(s)$ , obtida no capítulo 6, e que relaciona a inclinação das asas da proa e a posição no eixo  $Z$  no referencial inercial.

Figura 17 – Diagrama de Controle



Fonte: elaborada pelo autor

O primeiro passo para implementar a estratégia de *gain scheduling* é linearizar o sistema em torno dos pontos de operação desejados, feito no capítulo 6.

## 7.2 Ganhos do controlador

O segundo passo no projeto do controlador é encontrar os ganhos do controlador para cada ponto de operação.

Existem diversos métodos para sintonizar os ganhos de um controlador PID. Ziegler-Nichlos, Cohen-Coon, ITAE (*Integrated Time-Weighted Absolute Error*), IMC (*Internal Model Control*) e alocação de polos são alguns exemplos.

Os métodos de *auto-tuning* implementados no Matlab são baseados nos métodos do ponto crítico e possuem o auxílio de interfaces gráficas que permitem a fácil visualização da resposta do sistema ao se variar os ganhos do controlador.

Utilizando-se o *auto-tuning* do Matlab, obtêm-se os parâmetros do controlador para cada ponto de operação, mostrados nas tabelas 17, 18, 19.



Tabela 17 – Ganhos do controlador PID,  $U = 2m/s$ 

| $U = 2m/s$ |          |
|------------|----------|
| $K_p$      | -0,00025 |
| $K_i$      | -2,92    |
| $K_d$      | -0,047   |
| $N$        | 22,93    |

Fonte: elaborada pelo autor

Tabela 18 – Ganhos do controlador PID,  $U = 3m/s$ 

| $U = 3m/s$ |         |
|------------|---------|
| $K_p$      | -0,0009 |
| $K_i$      | -2,46   |
| $K_d$      | -0,033  |
| $N$        | 35,93   |

Fonte: elaborada pelo autor

Tabela 19 – Ganhos do controlador PID,  $U = 4m/s$ 

| $U = 4m/s$ |         |
|------------|---------|
| $K_p$      | -0,0004 |
| $K_i$      | -1,12   |
| $K_d$      | -0,026  |
| $N$        | 48,58   |

Fonte: elaborada pelo autor

Informações adicionais sobre o controlador PID podem ser vistas no apêndice B.

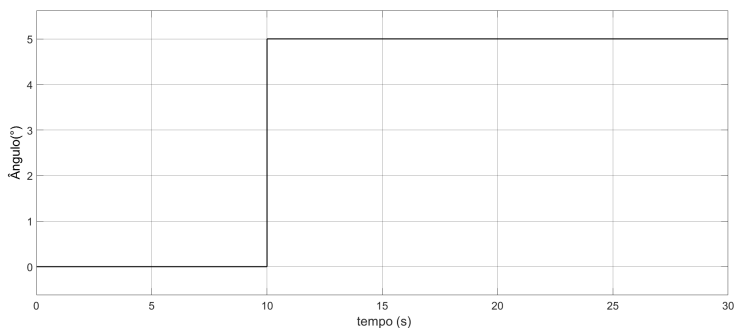
## 8 Simulações

Este capítulo apresenta as simulações feitas afim de se verificar se as funções de transferência obtidas no capítulo 6 de fato descrevem a dinâmica do *Towfish* ECO I e se o controlador de profundidade obtido no capítulo 7 atende satisfatoriamente aos objetivos de controle.

### 8.1 Comportamento da planta

Primeiramente, obtêm-se a resposta ao degrau de  $Z(s)$ , que fornece a relação entre o ângulo de inclinação das asas frontais e a profundidade do *towfish*. É realizada uma simulação de 30 segundos com um degrau de 5 graus de inclinação das asas em relação ao eixo longitudinal do *towfish* no tempo de 5 segundos. A entrada e as respostas de cada planta podem ser vistas nas figuras 18, 19, 20 e 21.

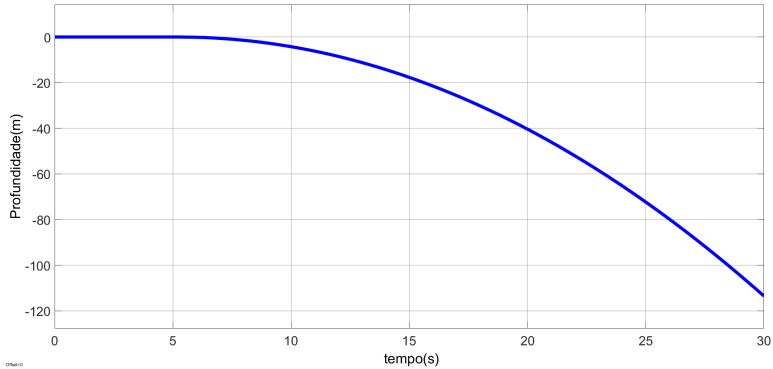
Figura 18 – Degrau de 5 graus



Fonte: elaborada pelo autor

8.1.1 Resposta para  $U=2m/s$

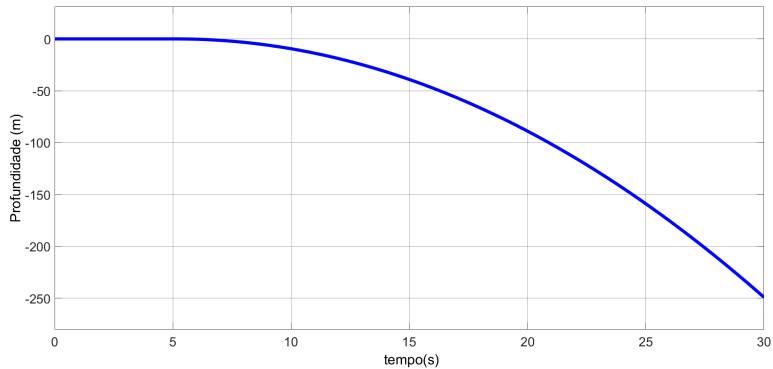
Figura 19 – Resposta da planta ao degrau,  $U = 2m/s$



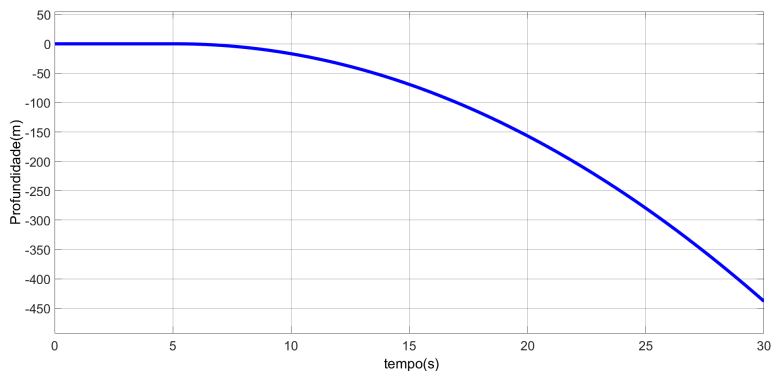
Fonte: elaborada pelo autor

8.1.2 Resposta para  $U=3m/s$

Figura 20 – Resposta da planta ao degrau,  $U = 3m/s$



Fonte: elaborada pelo autor

8.1.3 Resposta para  $U=4\text{m/s}$ Figura 21 – Resposta da planta ao degrau,  $U = 4\text{m/s}$ 

Fonte: elaborada pelo autor

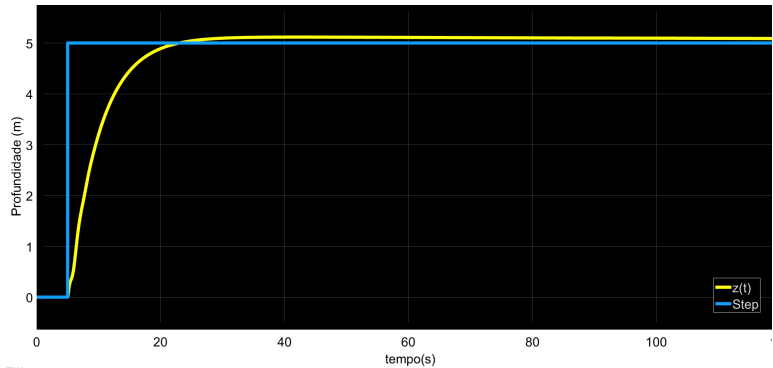
Percebe-se um comportamento bastante agressivo da planta, principalmente para a velocidade de operação de  $4\text{ m/s}$ . Acredita-se que, neste ponto de operação, os coeficientes de sustentação das asas frontais foram superestimados. Além disso, as simulações seguiram até profundidades de  $450\text{ m}$ , fato que seria impossível, considerando que o maior comprimento de cabo considerado nas simulações do cabo de reboque é de  $60\text{ m}$ .

## 8.2 Desempenho do controlador

Para verificar a capacidade do controlador em seguir uma determinada referência, é realizada uma simulação, iniciando a entrada com valor nulo e, no tempo de 5 segundos, aplica-se um degrau de 5 metros de profundidade. O tempo total de cada simulação é de 120 segundos. Os resultados podem ser vistos nas figuras 22, 23 e 24.

8.2.1 Controlador para  $U=2m/s$

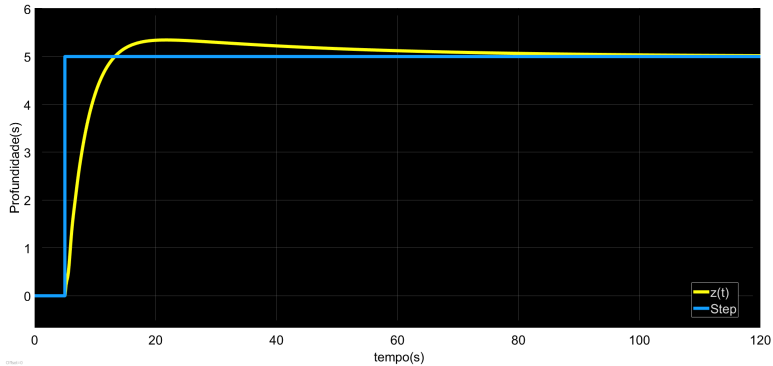
Figura 22 – Seguimento de referência,  $U = 2m/s$



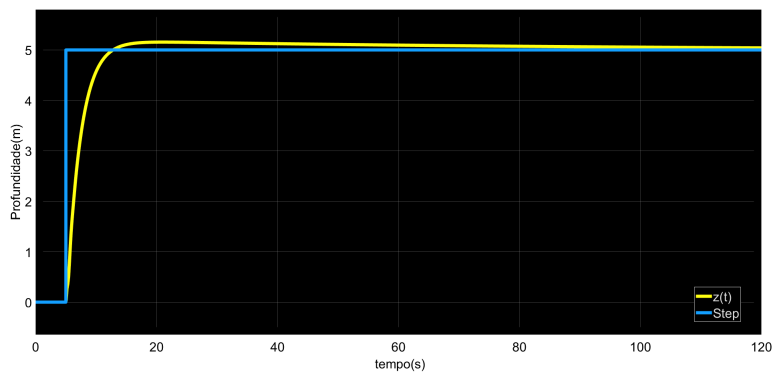
Fonte: elaborada pelo autor

8.2.2 Controlador para  $U=3m/s$

Figura 23 – Seguimento de referência,  $U = 3m/s$



Fonte: elaborada pelo autor

8.2.3 Controlador para  $U=4\text{m/s}$ Figura 24 – Seguimento de referência,  $U = 4\text{m/s}$ 

Fonte: elaborada pelo autor



## 9 Conclusão

### 9.1 Resultados

Este trabalho trata do aprimoramento das capacidades de operação de um veículo submarino rebocado. Primeiramente, é abordada a implementação de um sistema de comunicação entre veículo e embarcação. Em seguida, é abordada a modelagem dinâmica de veículos submarinos e desenvolvido o modelo dinâmico do veículo submarino rebocado *Towfish* ECO. Por último, é projetado um controlador PID com estratégia de *gain scheduling* para seguimento de uma referência de profundidade através da atuação das asas hidrodinâmicas da proa.

Implementou-se um sistema de comunicação de baixo custo utilizando o protocolo de comunicação ethernet e a plataforma Arduino. O sistema operou satisfatoriamente em laboratório utilizando-se um cabo de transmissão de dados de 100m de comprimento.

O modelo dinâmico desenvolvido foi feito baseando-se em trabalhos similares já realizados. Foram obtidas as equações não lineares que descrevem os movimentos de avanço, arfagem e caturro. As equações foram linearizadas em torno de um ponto de operação. Foram obtidas a representação no espaço de estados e as funções de transferência do sistema. Para identificação dos coeficientes hidrodinâmicos do veículo, foram utilizados métodos analíticos baseados em *strip-theory*.

Foram brevemente apresentadas as principais abordagens encontradas na literatura para modelagem da dinâmica de cabos de reboque. Para obtenção das forças de tensão do cabo de reboque foram realizadas simulações no programa para Matlab *Mooring Design & Dynamics* (MD&D) (DEWEY, 1999). Obteve-se, assim, os valores de tensão do cabo, que foram aplicados nas equações de movimento, para cada ponto de operação.

Por fim, foi projetado um controlador PID com estratégia de *gain-scheduling* para controle de profundidade através da atuação no ângulo de inclinação das asas da proa. Os pontos de operação do veículo foram escolhidos como 2, 3 e 4  $m/s$ .

Todos os códigos produzidos neste trabalho podem ser requisitados pelo e-mail [murillopvilla@gmail.com](mailto:murillopvilla@gmail.com).



## 9.2 Trabalhos futuros

Tendo em vista que este trabalho almeja ser apenas um estudo inicial no desenvolvimento dos sistemas de comunicação e de controle de posição do veículo submarino rebocado *Towfish ECO*, algumas perspectivas de trabalhos futuros são apresentadas.

### 9.2.1 Sistema de comunicação

Apesar de o sistema de comunicação ter sido validado em laboratório, é necessário realizar testes em condições reais de operação.

### 9.2.2 Modelo dinâmico do veículo

Julga-se necessário estudo adicional para aperfeiçoamento do modelo desenvolvido neste trabalho.

Primeiramente, devem ser consideradas as forças de arrasto e sustentação das asas da popa.

A obtenção dos coeficientes hidrodinâmicos de massa adicionada e de amortecimento do veículo através de métodos experimentais, aliados a métodos analíticos mais completos permitirão a inclusão de mais termos de acoplamento nas equações de movimento, além do desenvolvimento do modelo em outros graus de liberdade do veículo.

Além disso, o modelo não considera o movimento da embarcação de reboque, que é afetado por ondas de superfície, bem como, perturbações causadas por correntes marítimas.

### 9.2.3 Modelo dinâmico do cabo de reboque

As simulações das condições de reboque realizadas neste trabalho não consideram as forças de sustentação e de massa adicionada do cabo.

É necessário elaborar um modelo dinâmico do cabo. A abordagem mais encontrada na literatura considera o cabo como um conjunto de elementos finitos e são calculadas as forças em cada um desses elementos. É necessário um estudo maior do problema para poder definir condições de contorno para a elaboração de um modelo completo.

#### 9.2.4 Controlador de profundidade

O controlador foi projetado com base nas plantas obtidas para representação da dinâmica do modelo. Apesar de em simulações possuir um bom desempenho em seguir uma referência, para uma aplicação prática muito trabalho ainda deve ser feito.

O desenvolvimento de modelos melhores é imprescindível para o projeto de um controlador robusto e eficiente. A discretização do modelo e do controlador ainda é necessária para uma implementação real.



## Referências

- ASTROM, K. J.; HAGGLUND, T. *PID Controllers*. [S.l.]: Instrument Society of America, 1995. Citado na página 107.
- AVILA, J. P. J. *Modelagem e identificação de parâmetros hidrodinâmicos de um veículo robótico submarino*. Tese (Doutorado) — Escola Politécnica de São Paulo, 2008. Citado 3 vezes nas páginas 47, 48 e 55.
- BUCKHAM, B. et al. Dynamics and control of a towed underwater vehicle system, part i: model development. *Ocean Engineering*, 2003. Citado 2 vezes nas páginas 61 e 65.
- DEWEY, R. K. Mooring design & dynamics - a matlab® package for designing and analyzing oceanographic moorings. *Marine Models*, 1999. Citado 3 vezes nas páginas 66, 67 e 95.
- FALCHETTO, V. B. *Controle de trajetórias de um veículo submarino autônomo com estados estimados*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Estadual de Campinas, 2016. Citado na página 86.
- FALTINSEN, O. M. *Sea loads on ships and ocean structures*. [S.l.]: Press Syndicate of the University of Cambridge, 1990. Citado na página 46.
- FERREIRA, B. M. M. *Modelação e controlo de veículo submarino com quatro graus de liberdade*. Dissertação (Mestrado) — Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2009. Citado 2 vezes nas páginas 55 e 86.
- FOSSSEN, T. I. *Nonlinear Modeling and Control of Underwater Vehicles*. Tese (Doutorado) — Norwegian University of Science and Technology, 1991. Citado na página 49.
- FOSSSEN, T. I. *Guidance and control of ocean vehicles*. [S.l.]: John Wiley & Sons Inc, 1994. Citado 2 vezes nas páginas 41 e 44.
- FOSSSEN, T. I. *Handbook of marine craft hydrodynamics and motion control*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2011. Citado 6 vezes nas páginas 41, 45, 46, 47, 48 e 49.
- GOLNARAGHI, F.; KUO, B. C. *Sistemas de Controle Automático*. [S.l.]: LTC, 2012. Citado na página 109.

- HERNANDEZ, W. P. *Modelagem dinâmica de um robô submarino semi-autônomo (tipo ROV) para inspeção de RISERS*. Dissertação (Mestrado) — Universidade Federal do Rio de Janeiro, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 85 e 86.
- HOERNER, S. F. *Fluid Dynamic Drag*. [S.l.]: Sighard F. Hoerner, 1965. Citado 3 vezes nas páginas 58, 59 e 61.
- IMLAY, F. H. *The complete expressions for added mass of a rigid body moving in an ideal fluid*. [S.l.], 1961. Citado na página 56.
- LANDAU, I. D. et al. *Adaptive Control Algorithms, Analysis and Applications*. [S.l.]: Springer, 2011. Citado na página 85.
- LINKLATER, A. *Design and simulation of a towed underwater vehicle*. Dissertação (Mestrado) — Virginia Polytechnic Institute and State University, 2005. Citado na página 66.
- MANIKTALA, S. *Power over ethernet interoperability*. [S.l.]: McGraw-Hill, 2013. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 36.
- MINOWA, A. *System analyses and motion control of a towed underwater vehicle*. Dissertação (Mestrado) — Tokyo University of Marine Science and Technology, 2015. Citado na página 65.
- NAKAMURA, M. et al. Development of an roV operated both as towed and self-propulsive vehicle. *Ocean Engineering*, 2001. Citado na página 85.
- NEWMAN, J. N. *Marine Hydrodynamics*. [S.l.]: The MIT Press, 1977. Citado na página 58.
- PORTMAN, M. E. *Environmental Planning for Oceans and Coasts - Methods, Tools and Technologies*. [S.l.]: Springer, 2016. Citado na página 27.
- PRADO, A. de A. *Metodologia experimental para obtenção dos parâmetros hidrodinâmicos do VSNT Jaú II, baseado em processamento digital de imagens*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2009. Citado na página 55.
- PRESTERO, T. T. J. *Verification of a six-degree of freedom simulation model for the REMUS autonomous underwater vehicle*. Tese (Doutorado) — Massachusetts institute of technology, 2001. Citado 2 vezes nas páginas 55 e 59.

- RAIKAR, C. S. *Dynamic Modeling and Control of an Autonomous Underwater Vehicle (AUV)*. Dissertação (Mestrado) — Indian Institute of Technology Bombay, 2013. Citado na página 55.
- SLOTINE, J.-J. E.; LI, W. *Applied Nonlinear Control*. [S.l.]: Prentice-Hall, 1991. Citado na página 105.
- STAVRIDIS, A. J. *Sea Power - The history and geopolitics of the world's oceans*. [S.l.]: Penguin press, 2017. Citado na página 27.
- SUN, L. *Dynamic modeling, trajectory generation and tracking for towed cable systems*. Tese (Doutorado) — Brigham Young University, 2012. Citado na página 65.
- TEIXEIRA, F. C. et al. Nonlinear adaptive control of an underwater towed vehicle. *Ocean Engineering*, 2010. Citado na página 85.
- TRIANTAFYLLOU, M. S.; HOVER, F. S. *Maneuvering and control of marine vehicles*. [S.l.]: Departament of Ocean Engineering, MIT, 2003. Citado na página 65.
- VERVOOT, J. *Modeling and control of an unmanned underwater vehicle*. Tese (Doutorado) — University of Canterbury, 2009. Citado na página 55.



## Apêndices





## APÊNDICE A – Representação no espaço de estados

A representação no espaço de estados é uma forma de representar sistemas dinâmicos no domínio do tempo. Segundo Slotine e Li (1991), a dinâmica não linear de um sistema pode ser representada por:

$$\dot{x} = f(x, t) \quad (\text{A.1})$$

onde  $f$  é um vetor  $n \times 1$  de funções não lineares e  $x$  é o vetor  $n \times 1$  de estados.

Já um sistema linear invariante no tempo, na presença de entradas externas, é representado no espaço de estados da seguinte maneira:

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (\text{A.2})$$

onde  $x$  é o vetor de estados,  $A$  é a matriz do sistema,  $B$  é a matriz de entradas e  $u$  é o vetor de entradas.



## APÊNDICE B – Controlador PID

A equação B.1 mostra a relação entrada e saída de um controlador PID no domínio do tempo:

$$u(t) = K(e + \frac{1}{T_i} \int e(\tau) d\tau + T_d \frac{de}{dt}) \quad (\text{B.1})$$

onde,  $u$  é a variável de controle e  $e$  é o erro de controle. A variável de controle é então a soma de três termos: o termo P (proporcional ao erro), o termo I (proporcional à integral do erro) e o termo D (proporcional à derivada do erro). Os parâmetros do controlador são proporcionais ao ganho  $K$  e às constantes de tempo  $T_i$  e  $T_d$

No domínio da frequência, tem-se a seguinte equação:

$$u(s) = K_p e(s) + K_i \frac{e(s)}{s} + K_d e(s)s \quad (\text{B.2})$$

Segundo Astrom e Hagglund (1995), as ações derivativas dos controladores PID podem resultar em sérias dificuldades práticas quando se tem ruídos de medições de altas frequências. Um ruído de medida

$$n = a \sin \omega t \quad (\text{B.3})$$

gera a seguinte contribuição pelo termo derivativo do sinal de controle:

$$u_n = K T_d \frac{dn}{dt} = a K T_d \omega \cos \omega t \quad (\text{B.4})$$

A amplitude do sinal de controle pode ser arbitrariamente grande se o ruído tiver frequência suficientemente alta ( $\omega$ ). A alta frequência do ganho do termo derivativo é então limitada para evitar essa dificuldade. Isso pode ser feito implementando o termo derivativo como:

$$D = -\frac{T_d}{N} \frac{dD}{dt} - K T_d \frac{dy}{dt} \quad (\text{B.5})$$

Dessa equação segue que o termo derivativo pode ser representado como:

$$D = -\frac{sKT_d}{1 + sT_d/N}y \quad (\text{B.6})$$

Essa modificação pode ser interpretada como um termo derivativo ideal com filtro de primeira ordem com constante de tempo  $T_d/N$ . Essa ação faz com que o ganho do ruído de alta frequência seja amplificado no máximo por um valor de  $KN$ . Típicos valores de  $N$  estão entre 8 e 20.

## APÊNDICE C – Representação do motor DC

Segundo Golnaraghi e Kuo (2012), uma representação no espaço de estados para um motor DC pode ser dada de acordo com a equação C.1.

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} \frac{di_a(t)}{dt} \\ \frac{dw_m(t)}{dt} \\ \frac{d\theta_a(t)}{dt} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} -\frac{R_a}{L_a} & -\frac{K_b}{L_a} & 0 \\ \frac{K_i}{J_m} & -\frac{B_m}{J_m} & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_a(t) \\ w_m(t) \\ \theta_m(t) \end{bmatrix} + \\
 &+ \begin{bmatrix} \frac{1}{L_a} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} e_a(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{1}{J_m} \\ 0 \end{bmatrix} T_L(t) \quad (C.1)
 \end{aligned}$$

onde,

- $i_a(t)$  é a corrente de armadura
- $R_a$  é a resistência de armadura
- $e_a$  é a tensão aplicada nos terminais do motor
- $T_L(t)$  é o torque de carga do motor
- $\theta_m(t)$  é o deslocamento angular do motor
- $K_i$  é a constante de torque do motor
- $L_a$  é a indutância de armadura
- $K_b$  é a constante da força contraeletromotriz
- $w_m(t)$  é a velocidade angular do rotor

- $J_m$  é a inércia do rotor
- $B_m$  é o coeficiente de atrito viscoso

sendo a função de transferência entre a posição angular,  $\theta_m(s)$ , e a tensão aplicada na entrada do motor,  $E_a(s)$ , igual a:

$$\frac{\Theta_m(s)}{E_a(s)} = \frac{K_i}{L_a J_m s^3 + (R_a J_m + B_m L_a) s^2 + (K_b K_i + R_a B_m) s} \quad (C.2)$$

### C.1 Parâmetros motor DC

Para correta modelagem e simulação do sistema de controle de profundidade do *towfish*, é necessário também obter os parâmetros do motor a ser utilizado como atuador. No presente momento ainda não está definido o motor que será utilizado no projeto final. Sendo assim, para realização de simulações, utilizou-se os parâmetros pré-fornecidos pela MATLAB na ferramenta Parameter Estimation Tool. Os parâmetros podem ser vistos na tabela 20.

Tabela 20 – Parâmetros motor DC

|       |                         |
|-------|-------------------------|
| $B$   | 0,0397                  |
| $J$   | $2,8208 \times 10^{-5}$ |
| $K_i$ | 0,091                   |
| $K_b$ | 0,091                   |
| $L_a$ | 0,0011                  |
| $R_a$ | 1,8224                  |

Elaborada pelo autor